

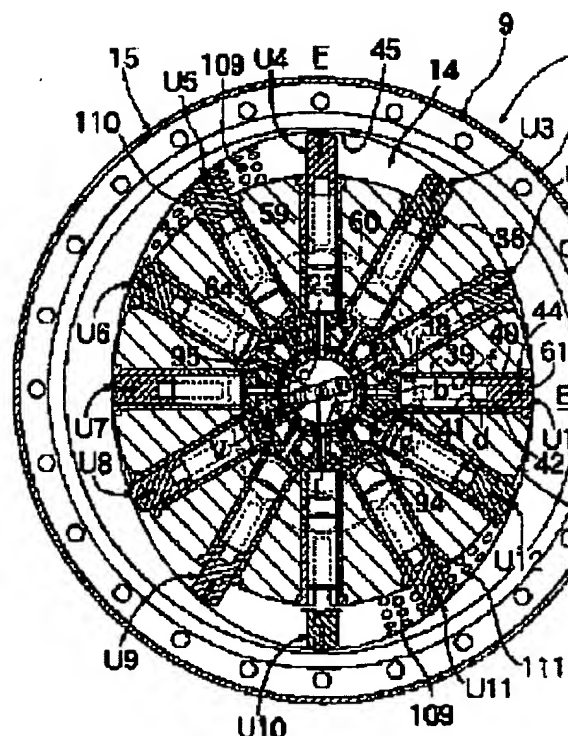
ROTARY-TYPE FLUID MACHINE HAVING EXPANSION FUNCTION AND COMPRESSION FUNCTION AND VANE-TYPE FLUID MACHINE

Patent number: JP2000320453
Publication date: 2000-11-21
Inventor: ENDO TSUNEO; HONMA KENSUKE
Applicant: HONDA MOTOR CO LTD
Classification:
 - international: F04B27/06; F04C18/344; F04C23/00
 - european:
Application number: JP200000061848 20000302
Priority number(s):

Abstract of JP2000320453

PROBLEM TO BE SOLVED: To provide a rotary-type gas machine, having an expansion function and a compression function, to have both advantages which a piston type has and advantage which a vane-type has.

SOLUTION: A rotary-type gas machine comprises a casing 7, a rotor 31, and a plurality of vane piston units U1-U12 radially arranged at the rotor 31. Each of the vane piston units U1-U12 comprises vane 42 sliding in a rotor chamber 14, and a piston 41 making contact with the non-slide side of the vane 42. When the machine functions as an expander 4, the piston 41 is operated through expansion of high pressure gas to rotate the rotor via the vane 42, and the rotor is rotated via the vane 42 through expansion of low pressure gas due to lowering of the pressure of high pressure gas. Meanwhile, when the machine functions as a compressor, low pressure compression air is supplied to the piston 41 side through the vane 42 and the piston 41 is operated by the vane 42 to convert low pressure compression air into high pressure compression air.



BEST AVAILABLE COPY

(19)日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開2000-320453

(P2000-320453A)

(43)公開日 平成12年11月21日 (2000. 11. 21)

(51)Int.Cl.⁷

識別記号

F I

テーマコード(参考)

F 0 4 B 27/06

F 0 4 B 27/06

F 0 4 C 18/344

3 5 1

F 0 4 C 18/344

3 5 1 B

23/00

23/00

D

審査請求 未請求 請求項の数 5 O L (全 17 頁)

(21)出願番号 特願2000-61848(P2000-61848)

(22)出願日 平成12年3月2日(2000. 3. 2)

(31)優先権主張番号 特願平11-57933

(32)優先日 平成11年3月5日(1999. 3. 5)

(33)優先権主張国 日本 (J P)

(71)出願人 000005326

本田技研工業株式会社

東京都港区南青山二丁目1番1号

(72)発明者 遠藤 恒雄

埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会

社本田技術研究所内

(72)発明者 本間 健介

埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会

社本田技術研究所内

(74)代理人 100071870

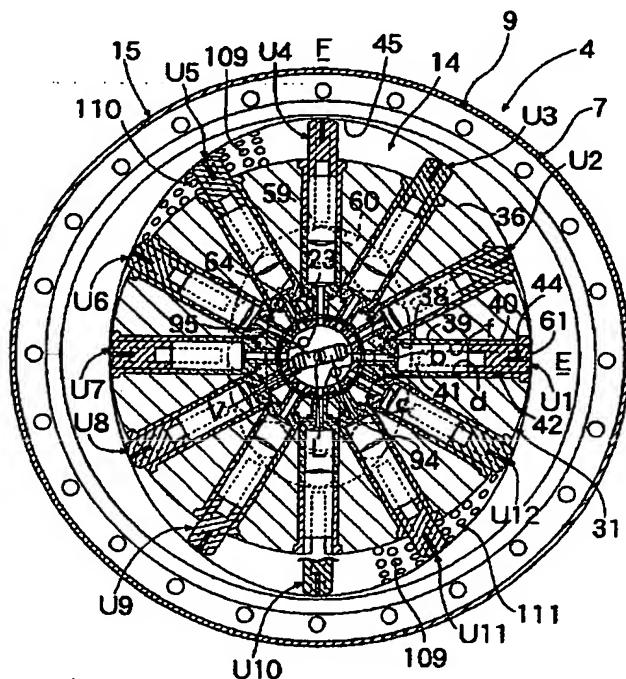
弁理士 落合 健 (外1名)

(54)【発明の名称】 膨脹機能および圧縮機能を持つ回転式流体機械およびペーン式流体機械

(57)【要約】

【課題】 ピストン式のものを持つ利点とペーン式のも
のが持つ利点とを兼備した、膨脹機能および圧縮機能を
持つ回転式ガス機械を提供する。

【解決手段】 回転式ガス機械は、ケーシング7と、ロ
ータ31と、ロータ31に放射状に配置された複数のペ
ーンピストンユニットU1~U12とを備える。各ペ
ーンピストンユニットU1~U12は、ロータチャンバ1
4内を摺動するペーン42と、ペーン42の非摺動側に
当接するピストン41とよりなる。膨脹器4として機能
するときは、高圧ガスの膨脹によりピストン41を作動
させてペーン42を介しロータ31を回転させると共に
高圧ガスの圧力降下による低圧ガスの膨脹によりペーン
42を介しロータ31を回転させる。一方、圧縮機とし
て機能するときは、ロータ31の回転によりペーン42
を介して低圧縮空気をピストン41側に供給し、またペ
ーン42によりピストン41を作動させて低圧縮空気を
高圧縮空気に変換する。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 ロータチャンバ(14)を有するケーシング(7)と、そのロータチャンバ(14)内に收容されたロータ(31)と、前記ロータ(31)に、その回転軸線(L)回りに放射状に配置されて放射方向に往復動自在である複数のベーンピストンユニット(U1~U12)とを備え、各ベーンピストンユニット(U1~U12)は、前記ロータチャンバ(14)内を摺動するベーン(42)と、そのベーン(42)の非摺動側に当接するピストン(41)とよりなり、膨脹器(4)として機能するときは、高压流体の膨脹により前記ピストン(41)を作動させて動力変換装置を介し前記ロータ(31)を回転させると共に前記高压流体の圧力降下による低压流体の膨脹により前記ベーン(42)を介し前記ロータ(31)を回転させ、一方、圧縮機として機能するときは、前記ロータ(31)の回転により前記ベーン(42)を介して低圧縮流体を前記ピストン(41)側に供給し、また前記ベーン(42)により前記ピストン(41)を作動させて前記低圧縮流体を高圧縮流体に変換することを特徴とする膨脹機能および圧縮機能を持つ回転式流体機械。

【請求項2】 前記ロータ(31)の回転軸線(L)を含む仮想平面(A)における前記ロータチャンバ(14)の断面(B)は、直径(g)を相互に対向させた一对の半円形断面部(B1)と、両直径(g)の一方の対向端相互および他方の対向端相互をそれぞれ結んで形成される四角形断面部(B2)とよりなり、各ベーン(42)はベーン本体(43)と、そのベーン本体(43)に装着されて前記ロータチャンバ(14)にばね力を以て押圧されるシール部材(44)とよりなり、そのシール部材(44)は、前記ロータチャンバ(14)の前記半円形断面部(B1)による内周面(45)を摺動する半円弧状部(55)と、前記四角形断面部(B2)による対向内端面(47)をそれぞれ摺動する一对の平行部(56)とを有する、請求項1記載の膨脹機能および圧縮機能を持つ回転式流体機械。

【請求項3】 各ベーン本体(43)は、前記シール部材(44)の両平行部(56)に対応する一对の平行部(48)を有し、各ベーン本体(43)の先端面を前記ロータチャンバ(14)の前記内周面(45)から常時離間すべく、両平行部(48)に設けられたローラ(59)を、前記ケーシング(7)の前記対向内端面(47)に形成された両環状溝(60)にそれぞれ転動自在に係合させた、請求項2記載の膨脹機能および圧縮機能を持つ回転式流体機械。

【請求項4】 ロータチャンバ(14)を有するケーシング(7)と、そのロータチャンバ(14)内に收容されたロータ(31)と、前記ロータ(31)に、その回転軸線(L)回りに放射状に配置されて放射方向に往復動自在である複数のベーン(42)とを備え、前記ロー

タ(31)の回転軸線(L)を含む仮想平面(A)における前記ロータチャンバ(14)の断面(B)は、直径(g)を相互に対向させた一对の半円形断面部(B1)と、両直径(g)の一方の対向端相互および他方の対向端相互をそれぞれ結んで形成される四角形断面部(B2)とよりなり、各ベーン(42)はベーン本体(43)と、そのベーン本体(43)に装着されて前記ロータチャンバ(14)にばね力を以て押圧されるシール部材(44)とよりなり、そのシール部材(44)は、前記ロータチャンバ(14)の前記半円形断面部(B1)による内周面(45)を摺動する半円弧状部(55)と、前記四角形断面部(B2)による対向内端面(47)をそれぞれ摺動する一对の平行部(56)とを有することを特徴とするベーン式流体機械。

【請求項5】 各ベーン本体(43)は、前記シール部材(44)の両平行部(56)に対応する一对の平行部(48)を有し、各ベーン本体(43)の先端面を前記ロータチャンバ(14)の前記内周面(45)から常時離間すべく、両平行部(48)に設けられたローラ(59)を、前記ケーシング(7)の前記対向内端面(47)に形成された両環状溝(60)にそれぞれ転動自在に係合させた、請求項4記載のベーン式流体機械。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は膨脹機能および圧縮機能を持つ回転式流体機械、換言すれば膨脹器としても、また圧縮機としても使用することのできる機械およびベーン式流体機械に関する。

【0002】

【従来の技術】従来、膨脹器としてはピストン式膨脹器およびベーン式膨脹器が公知である。

【0003】

【発明が解決しようとする課題】しかしながら、ピストン式膨脹器はシリンダおよびピストン間のシール性が良く高压下での効率が高い、といった利点を持つ反面、クランク機構、斜板機構等の回転変換機構が必要であって構造が複雑化する、といった欠点を有し、一方、ベーン式膨脹器は構造が簡単で大流量を処理し得る、といった利点を持つ反面、リーク損失が大きく高压下での効率が低い、といった欠点を有する。

【0004】

【課題を解決するための手段】本発明はピストン式のものを持つ利点とベーン式のものを持つ利点とを兼備した前記回転式ガス機械を提供することを目的とする。

【0005】前記目的を達成するため本発明によれば、ロータチャンバを有するケーシングと、そのロータチャンバ内に收容されたロータと、前記ロータに、その回転軸線回りに放射状に配置されて放射方向に往復動自在である複数のベーンピストンユニットとを備え、各ベーンピストンユニットは、前記ロータチャンバ内を摺動する

ペーンと、そのペーンの非摺動側に当接するピストンとよりなり、膨脹器として機能するときは、高压流体の膨脹により前記ピストンを作動させて動力変換装置を介し前記ロータを回転させると共に前記高压流体の圧力降下による低压流体の膨脹により前記ペーンを介し前記ロータを回転させ、一方、圧縮機として機能するときは、前記ロータの回転により前記ペーンを介して低压縮流体を前記ピストン側に供給し、また前記ペーンにより前記ピストンを作動させて前記低压縮流体を高压縮流体に変換する、膨脹機能および圧縮機能を持つ回転式流体機械が提供される。

【0006】前記のように高压側の仕事をピストンに担当させると、リーク損失を抑制して効率を高めることができ、一方、低压側の仕事をペーンに担当させると、大流量の処理を能率良く行うことができる。

【0007】

【発明の実施の形態】図1において、内燃機関1の廃熱回収装置2は、内燃機関1の廃熱、例えば排気ガスを熱源として、高压状態の液体、例えば水から温度上昇を図られた高压状態の蒸気、つまり高温高压蒸気を発生する蒸発器3と、その高温高压蒸気の膨脹によって出力を発生する膨脹器4と、その膨脹器4から排出される、前記膨脹後の、温度および圧力が降下した蒸気、つまり降圧降圧蒸気を液化する凝縮器5と、凝縮器5からの液体、例えば水を蒸発器3に加圧供給する供給ポンプ6とを有する。

【0008】膨脹器4は特殊な構造を有するもので、次のように構成される。

【0009】図2～図5において、ケーシング7は金属製第1、第2半体8、9より構成される。両半体8、9は、略楕円形の凹部10を有する主体11と、それら主体11と一体の円形フランジ12とよりなり、両円形フランジ12を金属ガスケット13を介し重ね合わせることで略楕円形のロータチャンバ14が形成される。また第1半体8の主体11外面は、シェル形部材15の深い鉢形をなす主体16により覆われており、その主体16と一体の円形フランジ17が第1半体8の円形フランジ12にガスケット18を介して重ね合わせられ、3つの円形フランジ12、12、17は、それらの円周方向複数箇所においてボルト19によって締結される。これにより、シェル形部材15および第1半体8の両主体11、16間には中継チャンバ20が形成される。

【0010】両半体8、9の主体11は、それらの外面に外方へ突出する中空軸受筒21、22を有し、それら中空軸受筒21、22に、ロータチャンバ14を貫通する中空の出力軸23の大径部24が軸受メタル（または樹脂製軸受）25を介して回転可能に支持される。これにより出力軸23の軸線Lは略楕円形をなすロータチャンバ14における長径と短径との交点を通る。また出力軸23の小径部26は、第2半体9の中空軸受筒22に

存する孔部27から外部に突出して伝動軸28とスプライン結合29を介して連結される。小径部26および孔部27間は2つのシールリング30によりシールされる。

【0011】ロータチャンバ14内に円形のロータ31が収容され、その中心の軸取付孔32と出力軸23の大径部24とが嵌合関係にあつて、両者31、24間にはかみ合い結合部33が設けられている。これによりロータ31の回転軸線は出力軸23の軸線Lと合致するので、その回転軸線の符号として「L」を共用する。

【0012】ロータ31に、その回転軸線Lを中心に軸取付孔32から放射状に延びる複数、この実施例では12個のスロット状空間34が円周上等間隔に形成されている。各空間34は、円周方向幅が狭く、且つロータ31の両端面35および外周面36に一連に開口するように、両端面35に直交する仮想平面内において略U字形をなす。

【0013】各スロット状空間34内に、同一構造の第1～第12ペーンピストンユニットU1～U12が、次のように放射方向に往復動自在に装着される。略U字形の空間34において、その内周側を区画する部分37に段付孔38が形成され、その段付孔38に、セラミック（またはカーボン）よりなる段付形シリンダ部材39が嵌入される。シリンダ部材39の小径部a端面は出力軸23の大径部24外周面に当接し、その小径孔bが大径部24外周面に開口する通孔cに連通する。またシリンダ部材39の外側に、その部材39と同軸上に位置するようにガイド筒40が配置される。そのガイド筒40の外端部は、ロータ31外周面に存する空間34の開口部に係止され、また内端部は段付孔38の大径孔dに嵌入されてシリンダ部材39に当接する。またガイド筒40は、その外端部から内端部近傍まで相対向して延びる一对の長溝eを有し、両長溝eは空間34に面する。シリンダ部材39の大径シリンダ孔f内にセラミックよりなるピストン41が摺動自在に嵌合され、そのピストン41の先端部側は常時ガイド筒40内に位置する。

【0014】図2および図6に示すように、ロータ31の回転軸線Lを含む仮想平面A内におけるロータチャンバ14の断面Bは、直径gを相互に対向させた一对の半円形断面部B1と、両半円形断面部B1の両直径gの一方の対向端相互および他方の対向端相互をそれぞれ結んで形成される四角形断面部B2とよりなり、略競技用トラック形をなす。図6において、実線示の部分の長径を含む最大断面を示し、一方、一部を2点鎖線で示した部分が短径を含む最小断面を示す。ロータ31は、図6に点線で示したように、ロータチャンバ14の短径を含む最小断面よりも若干小さな断面Dを有する。

【0015】図2および図7～図10に明示するように、ペーン42は略U字板形（馬蹄形）をなすペーン本体43と、そのペーン本体43に装着された略U字板形

をなすシール部材 44 と、ベーンスプリング 58 とより構成される。

【0016】ベーン本体 43 は、ロータチャンバ 14 の半円形断面部 B1 による内周面 45 に対応した半円弧状部 46 と、四角形断面部 B2 による対向内端面 47 に対応した一对の平行部 48 とを有する。各平行部 48 の端部側にコ字形の切欠き 49 と、それらの底面に開口する四角形の盲孔 50 と、各切欠き 49 よりも、さらに端部側に在って外方へ突出する短軸 51 とが設けられる。また半円弧状部 46 および両平行部 48 の外周部分に、外方に向って開口する U 字溝 52 が一連に形成され、その U 字溝 52 の両端部は両切欠き 49 にそれぞれ連通する。さらに半円弧状部 46 の両平面部分にそれぞれ欠円形断面の一对の突条 53 が設けられている。両突条 53 は、それらによる仮想円柱の軸線 L1 が、両平行部 48 間の間隔を 2 等分し、且つ半円弧状部 46 を周方向に 2 等分する直線に一致するように配置されている。また両突条 53 の内端部は両平行部 48 間の空間に僅か突出している。

【0017】シール部材 44 は、例えば PTFE より構成されたもので、ロータチャンバ 14 の半円形断面部 B1 による内周面 45 を摺動する半円弧状部 55 と、四角形断面部 B2 による対向内端面 47 を摺動する一对の平行部 56 とを有する。また半円弧状部 55 の内周面側に一对の弾性爪 57 が、内方へ反るように設けられている。

【0018】ベーン本体 43 の U 字溝 52 にシール部材 44 が装着され、また各盲孔 50 にベーンスプリング 58 が嵌め込まれ、さらに各短軸 51 にボールベアリング構造のローラ 59 が取付けられる。各ベーン 42 はロータ 31 の各スロット状空間 34 に摺動自在に収められており、その際、ベーン本体 43 の両突条 53 はガイド筒 40 内に、また両突条 53 の両側部分はガイド筒 40 の両長溝 e 内にそれぞれ位置し、これにより両突条 53 の内端面がピストン 41 の外端面と当接することができる。両ローラ 59 は第 1、第 2 半体 8、9 の対向内端面 47 に形成された略楕円形の環状溝 60 にそれぞれ転動自在に係合される。これら環状溝 60 およびロータチャンバ 14 間の距離はそれらの全周に亘り一定である。またピストン 41 の前進運動をベーン 42 を介してローラ 59 と環状溝 60 との係合によりロータ 31 の回転運動に変換する。

【0019】このローラ 59 と環状溝 60 との協働で、図 5 に明示するように、ベーン本体 43 の半円弧状部 46 における半円弧状先端部 61 はロータチャンバ 14 の内周面 45 から、また両平行部 48 はロータチャンバ 14 の対向内端面 47 からそれぞれ常時離間し、これによりフリクションロスの軽減が図られている。そして、2 条一对で構成されている環状溝 60 により軌道を規制されるため、左右の軌道誤差によりローラ 59 を介してベ

ーン 42 は軸方向に微小変位角の回転を生じ、ロータチャンバ 14 の内周面 45 との接触圧力を増大させる。このとき、略 U 字板形（馬蹄形）をなすベーン本体 43 では、方形（長方形）ベーンに比べてケーシング 7 との接触部の径方向長さが短いので、その変位量を大幅に小さくできる。また図 2 に明示するように、シール部材 44 において、その両平行部 56 は各ベーンスプリング 58 の弾発力によりロータチャンバ 14 の対向内端面 47 に密着し、特に両平行部 56 の端部とベーン 42 間を通しての環状溝 60 へのシール作用を行う。また半円弧状部 55 は、両弾性爪 57 がベーン本体 43 およびロータチャンバ 14 内の内周面 45 間で押圧されることによって、その内周面 45 に密着する。即ち、方形（長方形）ベーンに対し略 U 字板形のベーン 42 の方が変曲点を持たないので、密着が良好となる。方形ベーンは角部があり、シール性維持は困難となる。これによりベーン 42 およびロータチャンバ 14 間のシール性が良好となる。さらに熱膨脹にともない、ベーン 42 とロータチャンバ 14 は変形する。このとき方形ベーンに対し略 U 字形のベーン 42 は、より均一に相似形を持って変形するため、ベーン 42 とロータチャンバ 14 とのクリアランスのバラツキが少なく、シール性も良好に維持可能となる。

【0020】図 2 および図 3 において、出力軸 23 の大径部 24 は第 2 半体 9 の軸受メタル 25 に支持された厚肉部分 62 と、その厚肉部分 62 から延びて第 1 半体 8 の軸受メタル 25 に支持された薄肉部分 63 とを有する。その薄肉部分 63 内にセラミック（または金属）よりなる中空軸 64 が、出力軸 23 と一体に回転し得るように嵌着される。その中空軸 64 の内側に固定軸 65 が配置され、その固定軸 65 は、ロータ 31 の軸線方向厚さ内に収まるように中空軸 64 に嵌合された大径中実部 66 と、出力軸 23 の厚肉部分 62 に存する孔部 67 に 2 つのシールリング 68 を介して嵌合された小径中実部 69 と、大径中実部 66 から延びて中空軸 64 内に嵌合された薄肉の中空部 70 とよりなる。その中空部 70 の端部外周面と第 1 半体 8 の中空軸受筒 21 内周面との間にシールリング 71 が介在される。

【0021】シェル形部材 15 の主体 16 において、その中心部内面に、出力軸 23 と同軸上に在る中空筒体 72 の端壁 73 がシールリング 74 を介して取付けられる。その端壁 73 の外周部から内方へ延びる短い外筒部 75 の内端側は第 1 半体 8 の中空軸受筒 21 に連結筒 76 を介して連結される。端壁 73 に、それを貫通するように小径で、且つ長い内管部 77 が設けられ、その内管部 77 の内端側は、そこから突出する短い中空接続管 78 と共に固定軸 65 の大径中実部 66 に存する段付孔 h に嵌着される。内管部 77 の外端部分はシェル形部材 15 の孔部 79 から外方へ突出し、その外端部分から内管部 77 内に挿通された第 1 の高温高压蒸気用導入管 80

の内端側が中空接続管78内に嵌着される。内管部77の外端部分にはキャップ部材81が螺着され、そのキャップ部材81によって、導入管80を保持するホルダ筒82のフランジ83が内管部77の外端面にシールリング84を介して圧着される。

【0022】図2～図4および図11に示すように、固定軸65の大径中実部66に、第1～第12ペーンピストンユニットU1～U12のシリンダ部材39に、中空軸64および出力軸23に一連に形成された複数、この実施例では12個の通孔cを介して高温高压蒸気を供給し、またシリンダ部材39から膨脹後の第1の降温降圧蒸気を通孔cを介して排出する回転バルブVが次のように設けられている。

【0023】図11には膨脹器4の各シリンダ部材39に所定のタイミングで蒸気を供給・排出する回転バルブVの構造が示される。大径中実部66内において、中空接続管78に連通する空間85から互に反対方向に延びる第1、第2孔部86、87が形成され、第1、第2孔部86、87は大径中実部66の外周面に開口する第1、第2凹部88、89の底面に開口する。第1、第2凹部88、89に、供給口90、91を有するカーボン製第1、第2シールブロック92、93が装着され、それらの外周面は中空軸64内周面に摺擦する。第1、第2孔部86、87内には同軸上に在る短い第1、第2供給管94、95が遊挿され、第1、第2供給管94、95の先端側外周面に嵌合した第1、第2シール筒96、97のテーパ外周面i、jが第1、第2シールブロック92、93の供給口90、91よりも内側に在ってそれに連なるテーパ孔k、m内周面に嵌合する。また大径中実部66に、第1、第2供給管94、95を囲繞する第1、第2環状凹部n、oと、それに隣接する第1、第2盲孔状凹部p、qとが第1、第2シールブロック92、93に臨むように形成され、第1、第2環状凹部n、oには一端側を第1、第2シール筒96、97外周面に嵌着した第1、第2ペローズ状弾性体98、99が、また第1、第2盲孔状凹部p、qには第1、第2コイルスプリング100、101がそれぞれ収められ、第1、第2ペローズ状弾性体98、99および第1、第2コイルスプリング100、101の弾発力で第1、第2シールブロック92、93を中空軸64内周面に押圧する。

【0024】また大径中実部66において、第1コイルスプリング100および第2ペローズ状弾性体99間ならびに第2コイルスプリング101および第1ペローズ状弾性体98間に、常時2つの通孔cに連通する第1、第2凹状排出部102、103と、それら排出部102、103から導入管80と平行に延びて固定軸65の中空部r内に開口する第1、第2排出孔104、105とが形成されている。

【0025】これら第1シールブロック92と第2シールブロック93といったように、同種部材であって、

「第1」の文字を付されたものと「第2」の文字を付されたものとは、固定軸65の軸線に関して点対称の関係にある。

【0026】固定軸65の中空部r内および中空筒体72の外筒部75内は第1の降温降圧蒸気の通路sであり、その通路sは、外筒部75の周壁を貫通する複数の通孔tを介して中継チャンバ20に連通する。

【0027】以上のように回転バルブVを膨脹器4の中心に配置し、回転バルブVの中心に配置した固定軸65の内部を通して供給した高温高压蒸気をロータ31の回転に伴って各シリンダ部材39に配分しているため、通常のピストン機構に使用される吸排気バルブが不要になって構造が簡略化される。また回転バルブVは固定軸65と中空軸64とが周速が小さい小径部で相互に摺動するため、シール性および耐摩耗性を両立させることができる。

【0028】図2および図5に示すように、第1半体8の主体11外周部において、ロータチャンバ14の短径の両端部近傍に、半径方向に並ぶ複数の導入孔106よりなる第1、第2導入孔群107、108が形成され、中継チャンバ20内の第1の降温降圧蒸気がそれら導入孔群107、108を経てロータチャンバ14内に導入される。また第2半体9の主体11外周部において、ロータチャンバ14の長径の一端部と第2導入孔群108との間に、半径方向および周方向に並ぶ複数の導出孔109よりなる第1導出孔群110が形成され、また長径の他端部と第1導入孔群107との間に、半径方向および周方向に並ぶ複数の導出孔109よりなる第2導出孔群111が形成される。これら第1、第2導出孔群110、111からは、相隣る両ペーン42間での膨脹により、さらに温度および圧力が降下した第2の降温降圧蒸気が外部に排出される。

【0029】出力軸23等は水により潤滑されるようになっており、その潤滑水路は次のように構成される。即ち、図2および図3に示すように第2半体9の中空軸受筒22に形成された給水孔112に給水管113が接続される。給水孔112は、第2半体9側の軸受メタル25が臨むハウジング114に、またそのハウジング114は出力軸23の厚肉部分62に形成された通水孔uに、さらにその通水孔uは中空軸64の外周面母線方向に延びる複数の通水溝v(図11も参照)に、さらにまた各通水溝vは第2半体8側の軸受メタル25が臨むハウジング115にそれぞれ連通する。また出力軸23の厚肉部分62内端面に、通水孔uと、中空軸64および固定軸65の大径中実部66間の摺動部分とを連通する環状凹部wが設けられている。

【0030】これにより、各軸受メタル25および出力軸23間ならびに中空軸64および固定軸65間が水により潤滑され、また両軸受メタル25および出力軸23間の間隙からロータチャンバ14内に進入した水によつ

て、ケーシング7と、シール部材44および各ローラ59との間の潤滑が行われる。

【0031】図4において、ロータ31の回転軸線Lに関して点対称の関係にある第1および第7ペーンピストンユニットU1、U7は同様の動作を行う。これは、点対称の関係にある第2、第8ペーンピストンユニットU2、U8等についても同じである。

【0032】例えば、図11も参照して、第1供給管94の軸線がロータチャンバ14の短径位置Eよりも図4において反時計方向側に僅かずれており、また第1ペーンピストンユニットU1が前記短径位置Eに在って、その大径シリンダ孔fには高温高压蒸気は供給されておらず、したがってピストン41およびペーン42は後退位置に在るとする。

【0033】この状態からロータ31を僅かに、図4反時計方向に回転させると、第1シールブロック92の供給口90と通孔cとが連通して導入管80からの高温高压蒸気の小径孔bを通じて大径シリンダ孔fに導入される。これによりピストン41が前進し、その前進運動はペーン42がロータチャンバ14の長径位置F側へ摺動することによって、ペーン42を介して該ペーン42と一体のローラ59と環状溝60との係合によりロータ31の回転運動に変換される。通孔cが供給口90からずれると、高温高压蒸気は大径シリンダ孔f内で膨脹してピストン41をなおも前進させ、これによりロータ31の回転が続行される。この高温高压蒸気の膨脹は第1ペーンピストンユニットU1がロータチャンバ14の長径位置Fに至ると終了する。その後は、ロータ31の回転に伴い大径シリンダ孔f内の第1の降温降圧蒸気は、ペーン42によりピストン41が後退させられることによって、小径孔b、通孔c、第1凹状排出部102、第1排出孔104、通路s（図3参照）および各通孔tを経て中継チャンバ20に排出され、次いで図2および図5に示すように、第1導入孔群107を通じてロータチャンバ14内に導入され、相隣る両ペーン42間でさらに膨脹してロータ31を回転させ、その後第2の降温降圧蒸気が第1導出孔群110より外部に排出される。

【0034】このように、高温高压蒸気の膨脹によりピストン41を作動させてペーン42を介しロータ31を回転させ、また高温高压蒸気の圧力降下による降温降圧蒸気の膨脹によりペーン42を介しロータ31を回転させることによって出力軸23より出力が得られる。

【0035】尚、実施例以外にも、ピストン41の前進運動をロータ31の回転運動に変換する構成として、ペーン42を介さず、ピストン41の前進運動を直接ローラ59で受け、環状溝60との係合で回転運動に変換することもできる。またペーン42もローラ59と環状溝60との協働により、前述の如くロータチャンバ14の内周面45および対向内端面47から略一定間隔で常時離間していればよく、ピストン41とローラ59、およ

びペーン42とローラ59との各々が格別環状溝60と協働しても良い。

【0036】前記膨脹器4を圧縮機として使用する場合には、出力軸23によりロータ31を図4時計方向に回転させて、ペーン42により、流体としての外気を第1、第2導出孔群110、111からロータチャンバ14内に吸込み、このようにして得られた低圧縮空気を第1、第2導入孔群107、108から中継チャンバ20、各通孔t、通路s、第1、第2排出孔104、105、第1、第2凹状排出部102、103、通孔cを経て大径シリンダ孔fに供給し、またペーン42によりピストン41を作動させて低圧空気を高压空気に変換し、その高压空気を通孔c、供給口90、91、および第1、第2供給管94、95を経て導入管80に導入するものである。

【0037】前記各種構成要素を用いて、図5から明らかなようにペーン式流体機械、例えばペーンポンプ、ペーンモータ、送風機、ペーン圧縮機等を構成することが可能である。即ち、そのペーン式流体機械は、ロータチャンバ14を有するケーシング7と、そのロータチャンバ14内に収容されたロータ31と、ロータ31に、その回転軸線L回りに放射状に配置されて放射方向に往復動自在である複数のペーン42とを備え、ロータ31の回転軸線Lを含む仮想平面Aにおけるロータチャンバ14の断面Bは、直径gを相互に対向させた一対の半円形断面部B1と、両直径gの一方の対向端相互および他方の対向端相互をそれぞれ結んで形成される四角形断面部B2とよりなり、各ペーン42はペーン本体43と、そのペーン本体43に装着されてロータチャンバ14にばね力、遠心力および蒸気力を以て押圧されるシール部材44とよりなり、そのシール部材44は、ロータチャンバ14の半円形断面部B1による内周面45を摺動する半円弧状部55と、四角形断面部B2による対向内端面47をそれぞれ摺動する一対の平行部56とを有する。この場合、各ペーン本体43は、シール部材44の両平行部56に対応する一対の平行部48を有し、各ペーン本体43の先端面をロータチャンバ14の内周面45から常時離間すべく、両平行部48に設けられたローラ59を、ケーシング7の対向内端面47に形成された両環状溝60にそれぞれ転動自在に係合させる。

【0038】従って、ペーン本体43とロータチャンバ14の内周面との間のシール作用は、シール部材44自体のばね力と、シール部材44自体に作用する遠心力と、高压側のロータチャンバ14からペーン本体43のU字溝52に浸入した蒸気がシール部材44を押し上げる蒸気圧とにより発生する。このように、前記シール作用は、ロータ31の回転数に応じてペーン本体43に作用する過度の遠心力の影響を受けないので、シール面圧はペーン本体43に加わる遠心力に依存せず、常に良好なシール性と低フリクション性とを両立させることがで

きる。

【0039】ところで特開昭59-41602号公報には二重マルチベーン型回転機械が記載されている。このものは、楕円形の外側カムリングと楕円形の内側カムリングとの間に円形のベーン支持リングを配置し、このベーン支持リングに半径方向に摺動自在に支持した複数のベーンの外端および内端を、それぞれ外側のカムリングの内周面および内側のカムリングの外周面に当接させたものである。従って、外側カムリングおよび内側カムリングに対してベーン支持リングが相対回転すると、外側カムリングおよびベーン支持リング間でベーンにより区画された複数の作動室の容積が拡大・縮小して膨張器あるいは圧縮器として機能し、また内側カムリングおよびベーン支持リング間でベーンにより区画された複数の作動室の容積が拡大・縮小して膨張器あるいは圧縮器として機能するようになっている。

【0040】この二重マルチベーン型回転機械では、外側および内側の回転機械をそれぞれ独立した膨張器として使用したり、外側および内側の回転機械をそれぞれ独立した圧縮器として使用したり、外側および内側の回転機械の一方および他方をそれぞれ膨張器および圧縮器として使用したりすることができる。

【0041】また特開昭60-206990号公報には膨張器あるいは圧縮器として使用可能なベーン型回転機械が記載されている。このものは、同心に配置した円形の外側カムリングと円形の内側カムリングとの間に円形の間シリンダを偏心させて配置し、この中間シリンダに半径方向に摺動自在に支持した複数のベーンの外端および内端を、それぞれ外側のカムリングの内周面および内側のカムリングの外周面に当接させたものである。従って、外側カムリングおよび内側カムリングに対して中間シリンダが相対回転すると、外側カムリングおよびベーン支持リング間でベーンにより区画された複数の作動室の容積が拡大・縮小して膨張器あるいは圧縮器として機能し、また内側カムリングおよびベーン支持リング間でベーンにより区画された複数の作動室の容積が拡大・縮小して膨張器あるいは圧縮器として機能するようになっている。

【0042】このベーン型回転機械では、外側および内側の回転機械をそれぞれ独立した膨張器として使用したり、外側および内側の回転機械をそれぞれ独立した圧縮器として使用したりできるほか、外側および内側の回転機械の一方を通過した作動流体を他方を通過させることにより、外側および内側の回転機械を直列に接続して2段膨張器あるいは2段圧縮器として作動させることができる。

【0043】また特開昭57-16293号公報にはベーン型のロータリコンプレッサが記載されている。このものは、非円形のカムリングの内部に円形のロータを回転自在に配置し、このロータに放射状に支持した複数の

ベーン先端がカムリングの内周面に沿って移動するように、各ベーンの中に設けたローラをケーシングに設けたローラ軌道に係合させてガイドするようになっている。

【0044】また特開昭64-29676号公報にはラジアルブランチポンプが記載されている。このものは、円形のカムリングの内部に偏心して配置したロータに複数のシリンダを放射状に形成し、これらシリンダに摺動自在に嵌合するブランチの先端をカムリングの内周面に当接させて往復動させることによりポンプとして作動させるようになっている。

【0045】また特開昭58-48076号公報にはベーン型の膨張器を備えたランキンサイクル装置が記載されている。このものは、ガスバーナを熱源とする蒸発器で発生した高温高压蒸気のエネルギをベーン型の膨張器を介して機械エネルギーに変換し、その結果として発生した降温降圧蒸気を凝縮器で復水した後に供給ポンプで再度蒸発器に戻すようになっている。

【0046】ところで、前記特開昭59-41602号公報、特開昭60-206990号公報に開示されたものは半径方向の内外に配置された複数のベーン型回転機械を備えているが、ベーン型回転機械は圧力エネルギーおよび機械エネルギーの変換機構の構造が簡単であり、コンパクトな構造でありながら大流量の作動流体を処理できる反面、ベーンの摺動部からの作動流体のリーク量が大きいために高効率化が難しいという問題がある。

【0047】また前記特開昭64-29676号公報に開示されたラジアルブランチポンプは、シリンダに摺動自在に嵌合するピストンで作動流体の圧縮を行うために作動流体のシール性が高く、高压の作動流体を用いてもリークによる効率低下を最小限に抑えることができる反面、ピストンの往復運動を回転運動に変換するクランク機構や斜板機構が必要になって構造が複雑化するという問題がある。

【0048】従って、回転式流体機械においてピストン式のものが持つ利点とベーン式のものが持つ利点とを併せ持たせることが望ましい。

【0049】そこで、以上説明した膨張器4では、シリンダ部材39およびピストン41から構成される第1エネルギー変換手段と、ベーン42から構成される第2エネルギー変換手段とが共通のロータ31に設けられており、直列に接続された第1、第2エネルギー変換手段の協働により高温高压蒸気のエネルギを機械エネルギーとして出力軸23に取り出すようになっている。従って、第1エネルギー変換手段が出力する機械エネルギーと第2エネルギー変換手段が出力する機械エネルギーとをロータ31を介して自動的に統合することができ、ギヤ等の動力伝達手段を有する特別のエネルギー統合手段が不要となる。

【0050】第1エネルギー変換手段は作動流体のシー

ルが容易でリークが発生し難いシリンダ 39 およびピストン 41 の組み合わせからなるため、高温高压蒸気のシール性を高めてリークによる効率低下を最小限に抑えることができる。一方、第 2 エネルギー変換手段はロータ 31 に放射方向移動自在に支持したペーン 42 からなるため、ペーン 42 に加わる蒸気圧が直接ロータ 31 の回転運動に変換され、往復運動を回転運動に変換するための特別の変換機構が不要になって構造が簡略化される。しかも低压で大流量の蒸気を効果的に機械エネルギーに変換し得る第 2 エネルギー変換手段を第 1 エネルギー変換手段の外周を囲むように配置したので、膨張器 4 全体の寸法をコンパクト化することができる。

【0051】シリンダ 39 およびピストン 41 よりなる第 1 エネルギー変換手段は高温高压蒸気を作動流体とした場合に圧力エネルギーおよび機械エネルギー間の変換効率が高く、またペーン 42 よりなる第 2 エネルギー変換手段は比較的到低温低压の蒸気を作動流体とした場合でも圧力エネルギーおよび機械エネルギー間の変換効率が高いという特性を有している。従って、第 1、第 2 エネルギー変換手段を直列に接続し、先ず高温高压蒸気を第 1 エネルギー変換手段を通過させて機械エネルギーに変換し、その結果として圧力の低下した第 1 の降温降圧蒸気を第 2 エネルギー変換手段を通過させて再度機械エネルギーに変換することにより、当初の高温高压蒸気に含まれるエネルギーを余すところ無く有効に機械エネルギーに変換することができる。

【0052】尚、本実施例の膨張器 4 を圧縮器として使用する場合でも、外部からの機械エネルギーでロータ 31 を回転させてロータチャンバ 14 に吸入した空気を、比較的到低温低压の作動流体でも有効に作動する第 2 エネルギー変換手段で圧縮して昇温させ、その圧縮・昇温した空気を、比較的に高温高压の作動流体により有効に作動する第 1 エネルギー変換手段で更に圧縮して昇温させることにより、機械エネルギーを圧縮空気の圧力エネルギー（熱エネルギー）に効率的に変換することができる。而して、シリンダ 39 およびピストン 41 よりなる第 1 エネルギー変換手段とペーン 42 よりなる第 2 エネルギー変換手段とを組み合わせることにより、両者の特長を兼ね備えた高性能な回転式流体機械を得ることができる。

【0053】またロータ 31 の回転軸線 L（つまり出力軸 23 の回転軸線 L）がロータチャンバ 14 の中心に一致しており、かつ図 4 および図 5 でロータ 31 を上下左右に 90° ずつ 4 分割したとき、回転軸線 L に対して点対称な右上の四半部と左下の四半部とで圧力エネルギーから機械エネルギーへの変換が行われるため、ロータ 31 に偏荷重が加わるのを防止して振動の発生を抑えることができる。即ち、作動流体の圧力エネルギーを機械エネルギーに変換する部分、あるいは機械エネルギーを作動流体の圧力エネルギーに変換する部分が、ロータ 31

の回転軸線 L を中心として 180° ずれた 2 個所に配置されるので、ロータ 31 に加わる荷重が偶力となってスムーズな回転が可能になり、しかも吸気タイミングおよび排気タイミングの効率化を図ることができる。

【0054】即ち、少なくとも第 1 エネルギー変換手段および第 2 エネルギー変換手段を備え、圧力エネルギーを有する作動流体を第 1、第 2 エネルギー変換手段に入力して前記圧力エネルギーを機械エネルギーに変換することにより、第 1、第 2 エネルギー変換手段がそれぞれ発生した機械エネルギーを統合して出力する膨張器として機能することが可能であり、かつ機械エネルギーを第 1、第 2 エネルギー変換手段に入力して前記機械エネルギーを作動流体の圧力エネルギーに変換することにより、第 1、第 2 エネルギー変換手段がそれぞれ発生した作動流体の圧力エネルギーを統合して出力する圧縮器として機能することが可能である回転式流体機械において、前記第 1 エネルギー変換手段は、ロータチャンバの内部に回転自在に収容されたロータに放射状に形成されたシリンダと、このシリンダ内を摺動するピストンとから構成され、前記第 2 エネルギー変換手段は、ロータから放射方向に出没し、その外周面がロータチャンバの内周面に摺接するペーンから構成されるようにする。

【0055】上記第 1 の構成によれば、第 1 エネルギー変換手段を、ロータチャンバの内部に回転自在に収容されたロータに放射状に形成されたシリンダと、このシリンダ内を摺動するピストンとから構成したので、高压の作動流体のシール性を高めてリークによる効率低下を最小限に抑えることができる。また第 2 エネルギー変換手段を、ロータに放射方向移動自在に支持されてロータチャンバの内周面に摺接するペーンから構成したので、圧力エネルギーおよび機械エネルギーの変換機構の構造が簡単であり、コンパクトな構造でありながら大流量の作動流体を処理できる。このように、ピストンおよびシリンダを持つ第 1 エネルギー変換手段とペーンを持つ第 2 エネルギー変換手段とを組み合わせることにより、両者の特長を兼ね備えた高性能な回転式流体機械を得ることができる。

【0056】また上記第 1 の構成に加えて、前記第 1 エネルギー変換手段は、ピストンの往復運動と回転軸の回転運動とを相互に変換すると共に、前記第 2 エネルギー変換手段は、ペーンの円周方向の移動と前記回転軸の回転運動とを相互に変換するようにする。

【0057】上記第 2 の構成によれば、第 1 エネルギー変換手段はピストンの往復運動と回転軸の回転運動とを相互に変換し、第 2 エネルギー変換手段はペーンの円周方向の移動と前記回転軸の回転運動とを相互に変換するので、回転軸からの外力の入力により第 1、第 2 エネルギー変換手段で流体を圧縮し、また高压流体の供給により第 1、第 2 エネルギー変換手段で回転軸を駆動することができる。これにより第 1、第 2 エネルギー変換手段

で機械エネルギーを統合して出力し、あるいは第1、第2エネルギー変換手段で作動流体の圧力エネルギーを統合して出力することができる。

【0058】また上記第2の構成に加えて、前記回転軸はロータを支持するようにする。

【0059】上記第3の構成によれば、回転軸にロータを支持したので、ロータに設けたピストンおよびシリンダ、あるいはベーンにより発生した機械エネルギーを効率的に回転軸に出力することができ、また回転軸に機械エネルギーを入力するだけで、該回転軸に支持したロータに設けたピストンおよびシリンダ、あるいはベーンにより作動流体を効率的に圧縮することができる。

【0060】また上記第1の構成に加えて、膨張器として機能するときは前記第1エネルギー変換手段を通過した作動流体の全量が前記第2エネルギー変換手段を通過し、圧縮器として機能するときは前記第2エネルギー変換手段を通過した作動流体の全量が前記第1エネルギー変換手段を通過するようにする。

【0061】上記第4の構成によれば、第1、第2エネルギー変換手段を直列に接続し、膨張器として機能するときは、先ず高圧の作動流体を第1エネルギー変換手段を通過させて圧力エネルギーの一部を機械エネルギーに変換し、その結果として圧力の低下した作動流体を更に第2エネルギー変換手段を通過させて圧力エネルギーの残部を機械エネルギーに変換することにより、作動流体の圧力エネルギーを機械エネルギーに効率的に変換することができる。逆に、圧縮器として機能するときは、機械エネルギーで回転軸を回転させて作動流体を第2エネルギー変換手段で圧縮し、その圧縮された作動流体を第1エネルギー変換手段で更に圧縮することにより、機械エネルギーを作動流体の圧力エネルギーに効率的に変換することができる。

【0062】また上記第1の構成に加えて、膨張器として機能するときはロータの位相が 180° ずれた2個所で作動流体の圧力エネルギーを機械エネルギーに変換し、圧縮器として機能するときはロータの位相が 180° ずれた2個所で機械エネルギーを作動流体の圧力エネルギーに変換するようにする。

【0063】上記第5の構成によれば、作動流体の圧力エネルギーを機械エネルギーに変換する部分、あるいは機械エネルギーを作動流体の圧力エネルギーに変換する部分がロータの位相が 180° ずれた2個所に配置されるので、ロータに加わる荷重が偶力となって該ロータのスムーズな回転が可能になり、しかも吸気タイミングおよび排気タイミングの効率化を図ることができる。

【0064】また前記特開昭59-41602号公報、特開昭60-206990号 公報に開示されたものは高圧流体の圧力でベーンを円周方向に押圧してロータを回転駆動し、あるいはロータを外力で回転駆動してベーンで流体を圧縮するようになっているが、ベーン以外に

ロータに放射状に設けたシリンダに摺動自在に嵌合するピストンを備え、ベーンと連動してシリンダ内を往復運動するピストンで機械エネルギーと作動流体の圧力エネルギーとの変換を行うものでは、ピストンの往復運動をロータの回転運動に変換する機構（例えば、クランク機構や斜板機構）が必要になり、装置全体の構造が複雑になって大型化や大重量化の原因となる問題がある。

【0065】また前記特開昭57-16293号公報に開示されたものは各ベーンの中間に設けたローラをケーシングに設けたローラ軌道に係合させてガイドするようになっているが、前記ベーンは円周方向の荷重を発生するだけで半径方向の荷重を発生するものではないため、ローラおよびローラ軌道の係合は機械エネルギーと作動流体の圧力エネルギーとの変換には寄与していない。

【0066】また前記特開昭64-29676号公報に開示されたものはラジアルブランジャポンプであり、円形のカムリングの内部に偏心してロータが配置されているために、回転軸に偏荷重が加わって振動が発生する要因となる問題がある。

【0067】従って、ロータに設けられて一体に移動するピストンおよびベーンを備えた回転式流体機械において、機械エネルギーと作動流体の圧力エネルギーとの変換を簡単な構造でスムーズに行うと共に、ベーンの外面とロータチャンパの内周面との間隙を的確に管理することが望ましい。

【0068】そこで、以上説明した膨張器4では、シリンダ部材39およびピストン41から構成される第1エネルギー変換手段と、ベーン42から構成される第2エネルギー変換手段とが共通のロータ31に設けられており、第1、第2エネルギー変換手段の協働により高温高圧蒸気のエネルギーを機械エネルギーとして出力軸23に取り出すようになっている。シリンダ部材39およびピストン41から構成される第1エネルギー変換手段は、ピストン41により放射方向に往復運動するベーンピストンユニットU1～U12に設けたローラ59が、第1、第2半体8、9に設けた略楕円形の環状溝60に回転可能に係合している。従って、ピストン41の往復運動、つまりベーンピストンユニットU1～U12の往復運動はローラ59および環状溝60を介してロータ31の回転運動に変換される。このようにローラ59および環状溝60を用いたことにより、往復運動を回転運動に変換するための複雑で大型なクランク機構や斜板機構が不要になり、膨張器4の構造を簡略化してコンパクト化を図るとともに、フリクションによるエネルギー損失を最小限に抑えることができる。

【0069】またベーン42から構成される第2エネルギー変換手段は、第1エネルギー変換手段で降温降圧した第1の降温降圧蒸気の圧力を受けてロータ31を回転させる極めてシンプルな構造でありながら、大流量の蒸気を効率的に処理することができる。そして高温高圧蒸

気で作動する第1エネルギー変換手段が出力する機械エネルギーと、第1の降温降圧蒸気で作動する第2エネルギー変換手段が出力する機械エネルギーとを統合して出力することにより、当初の高温高圧蒸気のエネルギーを余すところなく利用して膨張器4のエネルギー変換効率を高めることができる。

【0070】またペーンピストンユニットU1～U12がロータ31に対して放射方向に往復運動する際に、ペーンピストンユニットU1～U12に設けたローラ59を環状溝60で案内することにより、ペーン42の外周面とロータチャンバ14の内周面との間の間隙を一定に確保することが可能となる。しかもペーン本体43とロータチャンバ14の内周面との間のシール作用は、シール部材44自体のばね力と、シール部材44自体に作用する遠心力と、高圧側のロータチャンバ14からペーン本体43のU字溝52に浸入した蒸気がシール部材44を押し上げる蒸気圧とにより発生するので、前記シール作用はロータ31の回転数に応じてペーン本体43に作用する過度の遠心力の影響を受けず、常に良好なシール性と低フリクション性とを両立させることができ、ペーン42およびロータチャンバ14間のペーン本体43の遠心力による過剰な面圧による異常摩耗の発生やフリクションロスの発生を防止すると共に、ペーン42およびロータ室14の間隙からの蒸気のリークの発生を最小限に抑えることができる。

【0071】またロータ31の回転軸線L（つまり出力軸23の回転軸線L）がロータチャンバ14の中心に一致しており、かつ図4および図5でロータ31を上下左右に90°ずつ4分割したとき、回転軸線Lに対して点対称な右上の四半部と左下の四半部とで圧力エネルギーから機械エネルギーへの変換が行われるため、ロータ31に偏荷重が加わるのを防止して振動の発生を抑えることができる。

【0072】即ち、少なくとも第1エネルギー変換手段および第2エネルギー変換手段を備え、圧力エネルギーを有する作動流体を第1、第2エネルギー変換手段に入力して前記圧力エネルギーを機械エネルギーに変換することにより、第1、第2エネルギー変換手段がそれぞれ発生した機械エネルギーを統合して出力する膨張器として機能することが可能であり、かつ機械エネルギーを第1、第2エネルギー変換手段に入力して前記機械エネルギーを作動流体の圧力エネルギーに変換することにより、第1、第2エネルギー変換手段がそれぞれ発生した作動流体の圧力エネルギーを統合して出力する圧縮器として機能することが可能である回転式流体機械であって、前記第1エネルギー変換手段は、ロータチャンバの内部に回転自在に収容されたロータに放射状に形成されたシリンダと、このシリンダ内を摺動するピストンとから構成され、前記第2エネルギー変換手段は、ロータから放射方向に出没し、その外周面がロータチャンバの内

周面に摺接するペーンから構成された回転式流体機械において、少なくともピストンに連動するローラを設け、このローラをロータチャンバを区画するケーシングに形成した非円形の環状溝に係合させることにより、ピストンの往復運動とロータの回転運動とを相互に変換するようにする。

【0073】上記第6の構成によれば、ロータチャンバの内部で回転する少なくともロータに対して放射方向に移動するピストンに連動するローラを設け、このローラをロータチャンバを区画するケーシングに形成した非円形の環状溝に係合させたので、ローラおよび環状溝よりなる簡単な構造で、膨張器として機能する場合にはピストンの往復運動をロータの回転運動に変換することができ、圧縮器として機能する場合にはロータの回転運動をピストンの往復運動に変換することができる。

【0074】また少なくとも第1エネルギー変換手段および第2エネルギー変換手段を備え、圧力エネルギーを有する作動流体を第1、第2エネルギー変換手段に入力して前記圧力エネルギーを機械エネルギーに変換することにより、第1、第2エネルギー変換手段がそれぞれ発生した機械エネルギーを統合して出力する膨張器として機能することが可能であり、かつ機械エネルギーを第1、第2エネルギー変換手段に入力して前記機械エネルギーを作動流体の圧力エネルギーに変換することにより、第1、第2エネルギー変換手段がそれぞれ発生した作動流体の圧力エネルギーを統合して出力する圧縮器として機能することが可能である回転式流体機械であって、前記第1エネルギー変換手段は、ロータチャンバの内部に回転自在に収容されたロータに放射状に形成されたシリンダと、このシリンダ内を摺動するピストンとから構成され、前記第2エネルギー変換手段は、ロータから放射方向に出没し、その外周面がロータチャンバの内周面に摺接するペーンから構成された回転式流体機械において、少なくともペーンに連動するローラを設け、このローラをロータチャンバを区画するケーシングに形成した非円形の環状溝に係合させることにより、ペーンの外周面とロータチャンバの内周面との間隙を規制するようにする。

【0075】上記第7の構成によれば、ロータチャンバの内部で回転する少なくともロータに対して放射方向に移動するペーンに連動するローラを設け、このローラをロータチャンバを区画するケーシングに形成した非円形の環状溝に係合させたので、ローラの移動軌跡を環状溝で案内することにより、ペーンの外周面とロータチャンバの内周面との間隙を規制して異常摩耗の発生やリークの発生を防止することができる。

【0076】また、少なくとも第1エネルギー変換手段および第2エネルギー変換手段を備え、圧力エネルギーを有する作動流体を第1、第2エネルギー変換手段に入力して前記圧力エネルギーを機械エネルギーに変換する

ことにより、第1、第2エネルギー変換手段がそれぞれ発生した機械エネルギーを統合して出力する膨張器として機能することが可能であり、かつ機械エネルギーを第1、第2エネルギー変換手段に入力して前記機械エネルギーを作動流体の圧力エネルギーに変換することにより、第1、第2エネルギー変換手段がそれぞれ発生した作動流体の圧力エネルギーを統合して出力する圧縮器として機能することが可能である回転式流体機械であって、前記第1エネルギー変換手段は、ロータチャンパの内部に回転自在に收容されたロータに放射状に形成されたシリンダと、このシリンダ内を摺動するピストンとから構成され、前記第2エネルギー変換手段は、ロータから放射方向に出没し、その外周面がロータチャンパの内周面に摺接するペーンから構成された回転式流体機械において、ペーンおよびピストンに連動するローラを設け、このローラをロータチャンパを区画するケーシングに形成した非円形の環状溝に係合させることにより、ピストンの往復運動とロータの回転運動とを相互に変換すると共に、ペーンの外周面とロータチャンパの内周面との間隙を規制するようにする。

【0077】上記第8の構成によれば、ロータチャンパの内部で回転する少なくともロータに対して放射方向に移動するペーンおよびピストンに連動するローラを設け、このローラをロータチャンパを区画するケーシングに形成した非円形の環状溝に係合させたので、ローラおよび環状溝よりなる簡単な構造で、膨張器として機能する場合にはピストンの往復運動をロータの回転運動に変換することができ、圧縮器として機能する場合にはロータの回転運動をピストンの往復運動に変換することができる。しかもローラの移動軌跡を環状溝で案内することにより、ペーンの外周面とロータチャンパの内周面との間隙を規制して異常摩耗の発生やリークの発生を防止することができる。

【0078】また上記第6～第8の何れかの構成に加えて、ロータの回転軸をロータチャンパの中心に一致させる。

【0079】上記第9の構成によれば、ロータの回転軸がロータチャンパの中心に一致しているので、ロータに偏荷重が加わるのを防止してロータの回転に伴う振動を防止することができる。

【0080】ところで、膨張器として機能するペーン型回転機械に供給された高温高压蒸気は、その圧力エネルギー（熱エネルギー）がペーンで機械エネルギーに変換されるに伴って温度および圧力が低下する。一方、圧縮器として機能するペーン型回転機械では、機械エネルギーで駆動されるペーンで圧縮された作動流体の温度および圧力が次第に増加する。

【0081】従って、複数の回転機械を半径方向内外に配置した場合に、内側の回転機械に低压の作動流体が供給され、外側の回転機械に高压の作動流体が供給される

と、高压の作動流体がケーシングの外部にリークし易いために作動流体の圧力が無駄に消費されてしまう問題がある。また複数の回転機械を半径方向内外に配置した場合に、内側の回転機械に低温の作動流体が供給され、外側の回転機械に高温の作動流体が供給されると、作動流体の熱がケーシングの外部にリークし易いために熱効率が低下してしまう問題がある。

【0082】従って、少なくとも第1エネルギー変換手段および第2エネルギー変換手段を半径方向内外に配置した回転式流体機械において、作動流体の熱および圧力のリークを最小限に抑えて回転式流体機械の効率を高めることが望ましい。

【0083】そこで、以上説明した膨張器4では、シリンダ部材39およびピストン41から構成される第1エネルギー変換手段がロータチャンパ14の中心側に配置されており、ペーン42から構成される第2エネルギー変換手段が前記第1エネルギー変換手段を囲むように半径方向外側に配置されている。従って、高温高压蒸気が先ず中心側の第1エネルギー変換手段（シリンダ部材39およびピストン41）に供給され、そこで機械エネルギーに変換された後の第1の降温降压蒸気が外周側の第2エネルギー変換手段（ペーン42）に供給されることになる。このように、第1、第2エネルギー変換手段を半径方向内外に配置した場合に、内側の第1エネルギー変換手段に高温高压蒸気を供給し、外側の第2エネルギー変換手段に降温降压蒸気を供給することにより、内側の第1エネルギー変換手段からリークした高温高压蒸気の圧力や熱を外側の第2エネルギー変換手段で捕捉回収し、リークした高温高压蒸気を無駄なく利用して膨張器4全体の効率を高めることができる。しかもロータチャンパ14の外周側に比較的に低压かつ低温の第1の降温降压蒸気が供給される第2エネルギー変換手段を配置したので、ロータチャンパ14から外部への作動流体のリークを防止するためのシールが容易になるだけでなく、ロータチャンパ14から外部への熱のリークを防止するための断熱も容易になる。

【0084】尚、本発明の回転式流体機械を圧縮器として使用する場合には、外側の第2エネルギー変換手段であるペーン42により第1段の圧縮を受けて圧縮された圧縮空気は圧力および温度が上昇し、その圧縮空気は内側の第1エネルギー変換手段であるシリンダ手段39およびピストン41で第2段の圧縮を受けて圧力および温度が更に上昇する。従って、回転式流体機械を圧縮器として使用した場合にも、内側の第1エネルギー変換手段からリークした高温高压の圧縮空気の圧力や熱を外側の第2エネルギー変換手段で捕捉回収して圧縮器全体の効率を高めることができるだけでなく、ロータチャンパ14から外部への圧縮空気のリークを防止するためのシールが容易になり、しかもロータチャンパ14から外部への熱のリークを防止するための断熱も容易になる。

【0085】即ち、少なくとも第1エネルギー変換手段および第2エネルギー変換手段を備え、圧力エネルギーを有する作動流体を第1、第2エネルギー変換手段に入力して前記圧力エネルギーを機械エネルギーに変換することにより、第1、第2エネルギー変換手段がそれぞれ発生した機械エネルギーを統合して出力する膨張器として機能することが可能であり、かつ機械エネルギーを第1、第2エネルギー変換手段に入力して前記機械エネルギーを作動流体の圧力エネルギーに変換することにより、第1、第2エネルギー変換手段がそれぞれ発生した作動流体の圧力エネルギーを統合して出力する圧縮器として機能することが可能である回転式流体機械において、前記第1、第2エネルギー変換手段を備えたロータを回転自在に収納するロータチャンバの中心側に高圧の作動流体を配置し、前記ロータチャンバの外周側に低圧の作動流体を配置するようにする。

【0086】上記第10の構成によれば、ロータを回転自在に収納するロータチャンバの中心側および外周側にそれぞれ高圧の作動流体および低圧の作動流体を配置したので、ロータチャンバの中心側からリークした高圧の作動流体をロータチャンバの外周側の低圧の作動流体で捕捉回収し、リークした前記高圧の作動流体を無駄なく利用して回転式流体機械全体の効率を高めることができ、しかもロータチャンバから外部への作動流体のリークを防止するためのシールが容易になる。

【0087】また少なくとも第1エネルギー変換手段および第2エネルギー変換手段を備え、圧力エネルギーを有する作動流体を第1、第2エネルギー変換手段に入力して前記圧力エネルギーを機械エネルギーに変換することにより、第1、第2エネルギー変換手段がそれぞれ発生した機械エネルギーを統合して出力する膨張器として機能することが可能であり、かつ機械エネルギーを第1、第2エネルギー変換手段に入力して前記機械エネルギーを作動流体の圧力エネルギーに変換することにより、第1、第2エネルギー変換手段がそれぞれ発生した作動流体の圧力エネルギーを統合して出力する圧縮器として機能することが可能である回転式流体機械において、前記第1、第2エネルギー変換手段を備えたロータを回転自在に収納するロータチャンバの中心側に高温の作動流体を配置し、前記ロータチャンバの外周側に低温の作動流体を配置するようにする。

【0088】上記第11の構成によれば、ロータを回転自在に収納するロータチャンバの中心側および外周側にそれぞれ高温の作動流体および低温の作動流体を配置したので、ロータチャンバの中心側からリークした高温の作動流体をロータチャンバの外周側の低温の作動流体で捕捉回収し、リークした前記高温の作動流体を無駄なく利用して回転式流体機械全体の効率を高めることができ、しかもロータチャンバから外部への熱のリークを防止するための断熱が容易になる。

【0089】また少なくとも第1エネルギー変換手段および第2エネルギー変換手段を備え、圧力エネルギーを有する作動流体を第1、第2エネルギー変換手段に入力して前記圧力エネルギーを機械エネルギーに変換することにより、第1、第2エネルギー変換手段がそれぞれ発生した機械エネルギーを統合して出力する膨張器として機能することが可能であり、かつ機械エネルギーを第1、第2エネルギー変換手段に入力して前記機械エネルギーを作動流体の圧力エネルギーに変換することにより、第1、第2エネルギー変換手段がそれぞれ発生した作動流体の圧力エネルギーを統合して出力する圧縮器として機能することが可能である回転式流体機械において、前記第1、第2エネルギー変換手段を備えたロータを回転自在に収納するロータチャンバの中心側に高圧かつ高温の作動流体を配置し、前記ロータチャンバの外周側に低圧かつ低温の作動流体を配置するようにする。

【0090】上記第12の構成によれば、ロータを回転自在に収納するロータチャンバの中心側および外周側にそれぞれ高圧かつ高温の作動流体および低圧かつ低温の作動流体を配置したので、ロータチャンバの中心側からリークした高圧かつ高温の作動流体をロータチャンバの外周側の低圧かつ低温の作動流体で捕捉回収し、リークした前記高圧かつ高温の作動流体を無駄なく利用して回転式流体機械全体の効率を高めることができる。しかもロータチャンバの外周側に低圧かつ低温の作動流体を配置したので、ロータチャンバから外部への作動流体のリークを防止するためのシールが容易になると共に、ロータチャンバから外部への熱のリークを防止するための断熱が容易になる。

【0091】また前記第10～第12のいずれかの構成に加えて、前記第1エネルギー変換手段は、ロータチャンバの内部に回転自在に收容されたロータに放射状に形成されたシリンダと、このシリンダ内を摺動するピストンとから構成され、前記第2エネルギー変換手段は、ロータから放射方向に出没し、その外周面がロータチャンバの内周面に摺接するペーンから構成されるようにする。

【0092】上記第13の構成によれば、第1エネルギー変換手段を、ロータチャンバの内部に回転自在に收容されたロータに放射状に形成されたシリンダと、このシリンダ内を摺動するピストンとから構成したので、高圧の作動流体のシール性を高めてリークによる効率低下を最小限に抑えることができ、また第2エネルギー変換手段を、ロータに放射方向移動自在に支持されてロータチャンバの内周面に摺接するペーンから構成したので、圧力エネルギーおよび機械エネルギーの変換機構の構造が簡単であり、コンパクトな構造でありながら大流量の作動流体を処理できる。このように、ピストンおよびシリンダを持つ第1エネルギー変換手段とペーンを持つ第2エネルギー変換手段とを組み合わせることにより、両者

の特長を兼ね備えた高性能な回転式流体機械を得ることができる。

【0093】ところで、前記特開昭58-48076号公報に開示されたものは、膨張器として単純なペーンモータを用いているため、蒸発器で発生した高温高压蒸気のエネルギーを膨張器で効率良く機械エネルギーに変換することが難しいという問題があった。

【0094】従って、ランキンサイクル装置の膨張器の効率を高め、高温高压蒸気のエネルギーを効率的に機械エネルギーに変換することが望ましい。

【0095】そこで、以上説明した本実施例では、内燃機関1の排気ガスの熱エネルギーで水を加熱して高温高压蒸気を発生する蒸発器3と、蒸発器3から供給された高温高压蒸気を一定トルクの軸出力に変換する膨張器4と、膨張器4が排出した降温降圧蒸気を液化する凝縮器5と、凝縮器5で液化された水を蒸発器3に供給する供給ポンプ6とから構成されるランキンサイクルにおいて、その膨張器4として容積型のものを採用している。この容積型の膨張器4は、タービンのような非容積型の膨張器に比べて、低速から高速までの広い回転数領域において高い効率でエネルギー回収を行うことが可能であるばかりか、内燃機関1の回転数の増減に伴う排気ガスの熱エネルギーの変化（排気ガスの温度変化や流量変化）に対する追従性や応答性にも優れている。しかも膨張器4を、シリンダ部材39およびピストン41から構成される第1エネルギー変換手段と、ペーン42から構成される第2エネルギー変換手段とを直列に接続して半径方向内外に配置した二重膨張型としたので、膨張器4を小型軽量化してスペース効率の向上を図りながらランキンサイクルによる熱エネルギーの回収効率を更に向上させることができる。

【0096】即ち、原動機の廃熱で水を加熱して発生した高温高压蒸気の圧力エネルギーを機械エネルギーに変換し、その結果発生した降温降圧蒸気を復水して再度前記廃熱で加熱するランキンサイクル装置に設けられ、圧力エネルギーを機械エネルギーに変換する容積型の膨張器よりなる回転式流体機械において、前記膨張器は少なくとも第1エネルギー変換手段および第2エネルギー変換手段を備え、圧力エネルギーを第1、第2エネルギー変換手段に入力して機械エネルギーに変換することにより、第1、第2エネルギー変換手段がそれぞれ発生した機械エネルギーを統合して出力するようにする。

【0097】上記第14の構成によれば、原動機の廃熱で水を加熱して発生した高温高压蒸気の圧力エネルギーを機械エネルギーに変換し、その結果発生した降温降圧蒸気を液化して再度前記廃熱で加熱するランキンサイクル装置において、圧力エネルギーを機械エネルギーに変換する膨張器を容積型のもので構成したので、タービンのような非容積型の膨張器に比べて、低速から高速までの広い回転数領域において高い効率でエネルギー回収を

行い、ランキンサイクルによる熱エネルギーの回収効率を更に向上させることが可能となり、しかも原動機の回転数の増減に伴う廃熱のエネルギーの変化に対する追従性や応答性にも優れている。更に前記容積型の膨張器は第1エネルギー変換手段の出力および第2エネルギー変換手段の出力を統合して出力するので、高温高压蒸気の圧力エネルギーを無駄なく機械エネルギーに変換できるだけでなく、膨張器を小型軽量化してスペース効率の向上を図ることができる。

【0098】また上記第14の構成に加えて、前記第1エネルギー変換手段は、ロータチャンバの内部に回転自在に収納されたロータに放射状に形成されたシリンダと、このシリンダ内を摺動するピストンとから構成され、前記第2エネルギー変換手段は、ロータから放射状に出没し、その外周面がロータチャンバの内周面に摺接するペーンから構成されるようにする。

【0099】上記第15の構成によれば、第1エネルギー変換手段を、ロータチャンバの内部に回転自在に収容されたロータに放射状に形成されたシリンダと、このシリンダ内を摺動するピストンとから構成したので、高压の蒸気のシール性を高めてリークによる効率低下を最小限に抑えることができる。また第2エネルギー変換手段を、ロータに放射方向移動自在に支持されてロータチャンバの内周面に摺接するペーンから構成したので、圧力エネルギーおよび機械エネルギーの変換機構の構造が簡単であり、コンパクトな構造でありながら大流量の蒸気処理できる。このように、ピストンおよびシリンダを持つ第1エネルギー変換手段とペーンを持つ第2エネルギー変換手段とを組み合わせることにより、両者の特長を兼ね備えた高性能な回転式流体機械を得ることができる。

【0100】また上記第15の構成に加えて、ペーンおよびピストンに連動するローラを設け、このローラをロータチャンバを区画するケーシングに形成した非円形の環状溝に係合させることにより、ピストンの往復運動とロータの回転運動とを相互に変換すると共に、ペーンの外周面とロータチャンバの内周面との間隙を規制するようにする。

【0101】上記第16の構成によれば、ロータチャンバの内部で回転する少なくともロータに対して放射方向に移動するペーンおよびピストンに連動するローラを設け、このローラをロータチャンバを区画するケーシングに形成した非円形の環状溝に係合させたので、ローラおよび環状溝よりなる簡単な構造で、ピストンの往復運動をロータの回転運動に変換することができ、しかもローラの移動軌跡を環状溝で案内することにより、ペーンの外周面とロータチャンバの内周面との間隙を規制して異常摩耗の発生やリークの発生を防止することができる。

【0102】また上記第14の構成に加えて、前記第1、第2エネルギー変換手段を備えたロータを回転自在

に収納するロータチャンバの中心側に高温高压蒸気を配置し、前記ロータチャンバの外周側に降温降圧蒸気を配置するようにする。

【0103】上記第17の構成によれば、ロータを回転自在に収納するロータチャンバの中心側および外周側にそれぞれ高温高压蒸気および降温降圧蒸気を配置したので、ロータチャンバの中心側からリークした高温高压蒸気をロータチャンバの外周側の降温降圧蒸気で捕捉回収し、リークした前記高温高压蒸気を無駄なく利用して回転式流体機械全体の効率を高めることができる。しかもロータチャンバの外周側に降温降圧蒸気を配置したので、ロータチャンバから外部への蒸気のリークを防止するためのシールが容易になると共に、ロータチャンバから外部への熱のリークを防止するための断熱が容易になる。

【0104】また上記第17の構成に加えて、前記第1エネルギー変換手段は、ロータチャンバの内部に回転自在に収納されたロータに放射状に形成されたシリンダと、このシリンダ内を摺動するピストンとから構成され、前記第2エネルギー変換手段は、ロータから放射状に出没し、その外周面がロータチャンバの内周面に摺接するペーンから構成されるようにする。

【0105】上記第18の構成によれば、第1エネルギー変換手段を、ロータチャンバの内部に回転自在に収容されたロータに放射状に形成されたシリンダと、このシリンダ内を摺動するピストンとから構成したので、高压の蒸気のシール性を高めてリークによる効率低下を最小限に抑えることができる。また第2エネルギー変換手段を、ロータに放射方向移動自在に支持されてロータチャンバの内周面に摺接するペーンから構成したので、圧力エネルギーおよび機械エネルギーの変換機構の構造が簡単であり、コンパクトな構造でありながら大流量の蒸気を処理できる。このように、ピストンおよびシリンダを持つ第1エネルギー変換手段とペーンを持つ第2エネルギー変換手段とを組み合わせることにより、両者の特長を兼ね備えた高性能な回転式流体機械を得ることができる。

【0106】以上、本発明の実施例を詳述したが、本発明はその要旨を逸脱しない範囲で種々の設計変更を行うことが可能である。

【0107】例えば、実施例では回転式流体機械として膨張器4を例示したが、本発明は圧縮器としても適用することができる。

【0108】また実施例の膨張器4では、先ず第1エネルギー変換手段であるシリンダ部材39およびピストン41に高温高压蒸気を供給した後に、それが降温降圧した第1の降温降圧蒸気を第2エネルギー変換手段であるペーン42に供給しているが、例えば、図2で示す第1エネルギー変換手段からの第1の降温降圧蒸気を排出する通孔1と、中継チャンバ20とを連通または非連通と

し、更に中継チャンバ20にシェル型部材16を介して第2エネルギー変換手段に独立して蒸気を個別に供給可能とする手段を構成することにより、第1、第2エネルギー変換手段にそれぞれ温度および圧力の異なる蒸気を個別に供給しても良い。更に、第1、第2エネルギー変換手段のそれぞれ温度および圧力の異なる蒸気を個別に供給すると共に、第1エネルギー変換手段を通過して降温降圧した蒸気を更に第2エネルギー変換手段に供給しても良い。

【0109】また実施例はペーンピストンユニットU1～U12のペーン本体43にローラ59を設けているが、ペーンピストンユニットU1～U12の他の部分、例えばピストン41にローラ59を設けても良い。

【0110】

【発明の効果】請求項1記載の発明によれば、高压側の仕事をピストンに担当させるようにして、リーク損失の抑制による効率向上を図り、一方、低压側の仕事をペーンに担当させるようにして、大流量の処理を能率良く行うようにした、膨脹機能および圧縮機能を持つ回転式流体機械を提供することができる。

【0111】また請求項2記載の発明によれば、前記効果に加え、ロータチャンバおよびペーン間のシール性を大いに高めることができる。

【0112】さらに請求項3記載の発明によれば、前記効果に加え、ロータチャンバに対するペーンの摺動に伴うフリクションロスを軽減することができる。また従来のものは、遠心力により各ペーンをロータチャンバ内周面に押付けてシールを行う、つまりシール面圧がロータ回転数に依存するが、請求項3記載の発明においては、各ペーンの遠心力を各ローラによって受けるためシール面圧はロータ回転数に依存せず、その結果、常に良好なシール性と低フリクションとを両立させることができる。

【0113】さらにまた請求項4記載の発明によれば、ロータチャンバおよびペーン間のシール性を大いに高めたペーン式流体機械を提供することができる。

【0114】また請求項5記載の発明によれば、前記効果に加え、ロータチャンバに対するペーンの摺動に伴うフリクションロスを軽減することができる。また従来のものは、遠心力により各ペーンをロータチャンバ内周面に押付けてシールを行う、つまりシール面圧がロータ回転数に依存するが、請求項5記載の発明においては、各ペーンの遠心力を各ローラによって受けるためシール面圧はロータ回転数に依存せず、その結果、常に良好なシール性と低フリクションとを両立させることができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】内燃機関の廃熱回収装置の概略図である。

【図2】膨脹器の縦断面図で、図5の2-2線断面図に相当する。

【図3】図2の回転軸線周りの拡大断面図である。

【図4】 図2の4-4線断面図である。

【図5】要部を拡大した図2の5-5線断面図である。

【図6】ロータチャンバおよびロータの断面形状を示す説明図である。

【図7】 ペーン本体の正面図である。

【図8】 ペーン本体の側面図である。

【図9】図7の9-9線断面図である。

【図10】シール部材の正面図である。

【図 1 1】図 4 の回転軸線周りの拡大図である。

【符号の説明】

4 ·····膨脹器

7…………ケーシング

14……ロータチャンバ

31.....ロータ

41……ピストン

4 2.....ベーン

4 3 ……ベーン本体

4 4 ……シール部材

4 5 ……内周面

4 7……对向内端面

48……平行部

5 5……半円弧状部

5 6 ……平行部

59.....ローラ

60……環狀溝

A.....仮想平面

B.....断面

B 1半円形断面部

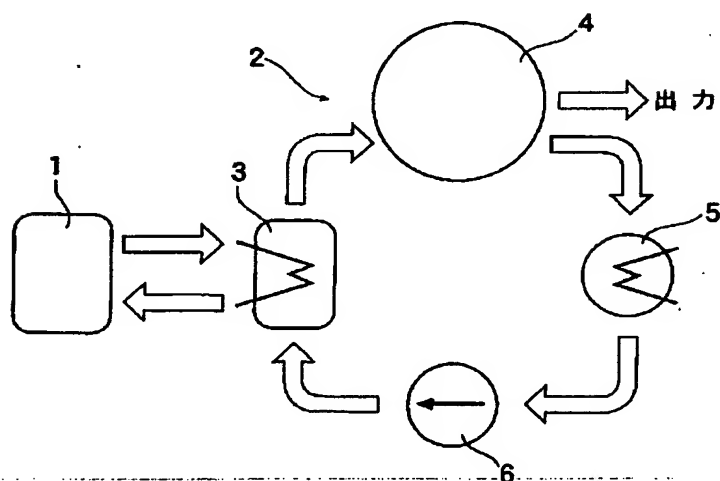
B 2……四角形断面部

L…………ロータ 3 1 の回転軸線、出力軸 2 3 の軸線

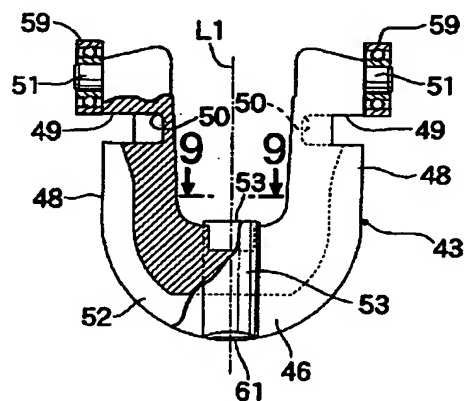
U1～U12……第1～第2ペーンピストンユニット

g 直径

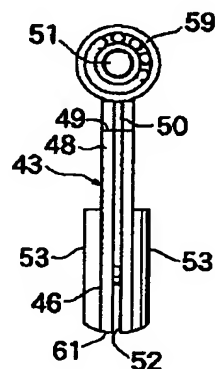
【图 1】



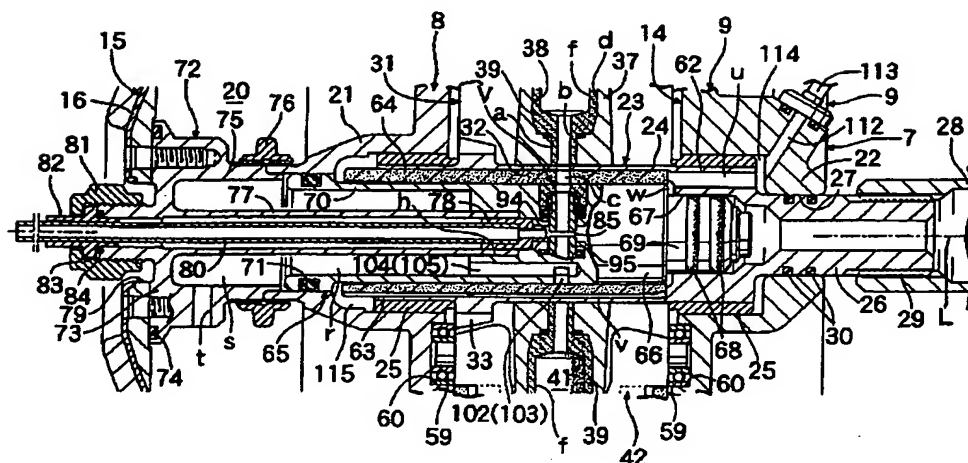
【图 7】



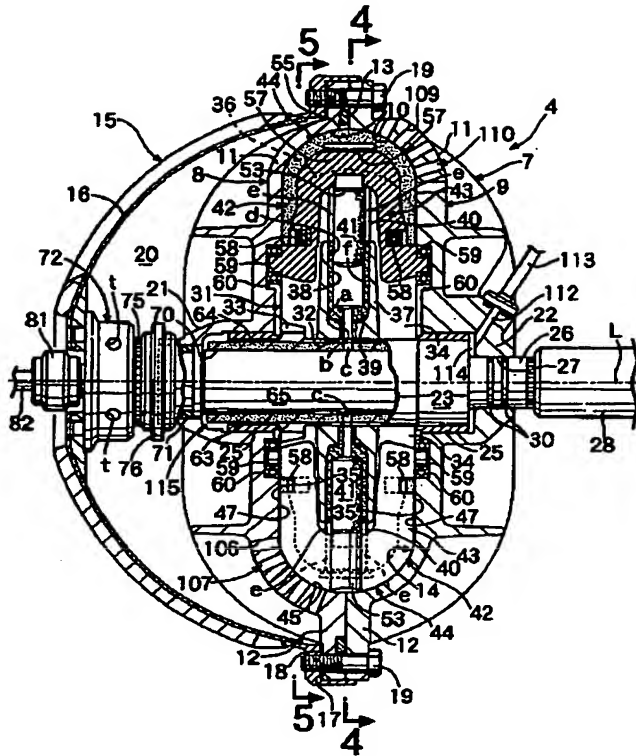
【図8】



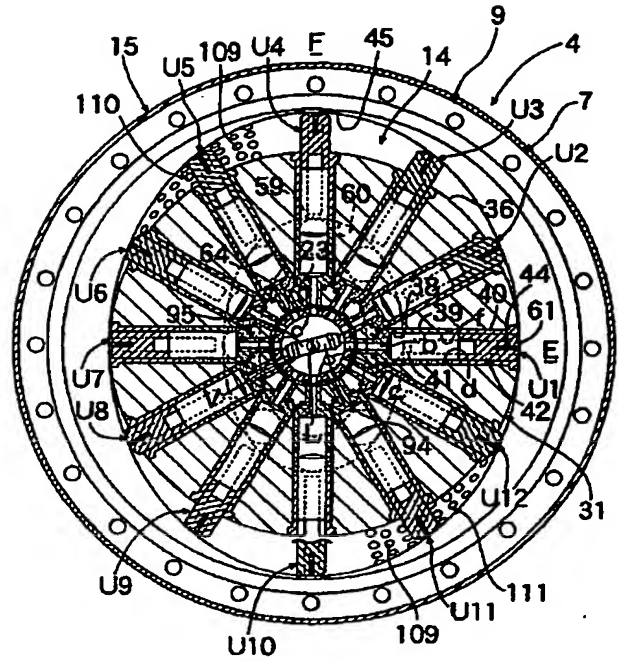
【図 3】



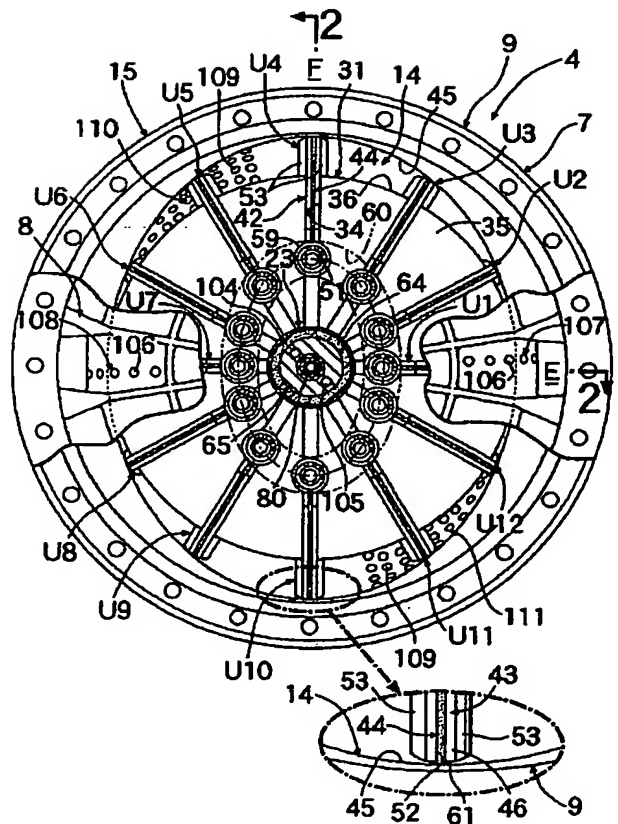
【図2】



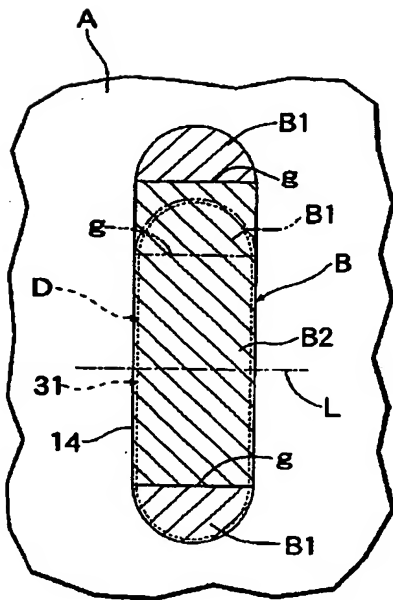
【図4】



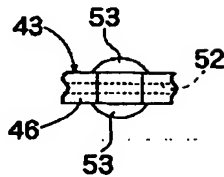
【図5】



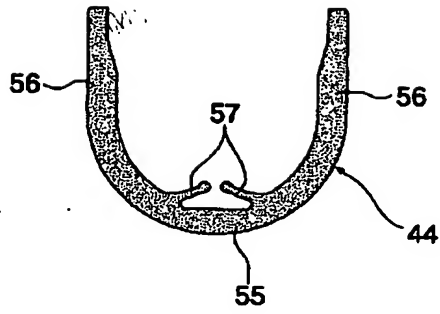
【図6】



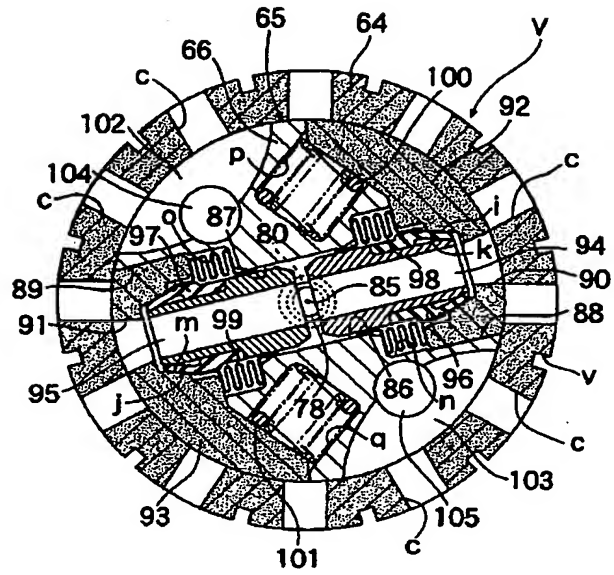
【図9】



【図10】



【図11】



回転流体機械

発明の背景

発明の分野

本発明は、気相作動媒体の圧力エネルギーとロータの回転エネルギーとを相互に変換するベーン式の回転流体機械に関する。

関連技術の説明

ベーンおよびピストンを複合したベーンピストンユニットを備えており、ロータに半径方向に設けられたシリンダに摺動自在に嵌合するピストンが、環状溝とローラとで構成された動力変換装置を介して気相作動媒体の圧力エネルギーとロータの回転エネルギーとを相互に変換し、かつロータに半径方向に摺動自在に支持されたベーンが気相作動媒体の圧力エネルギーとロータの回転エネルギーとを相互に変換する回転流体機械が、日本特開 2000-320453 号公報により公知である。

この回転流体機械は、ロータチャンバの内周面に対向するベーンの端面にシール保持溝を形成し、このシール保持溝に保持した U 字状のベーンシールによってロータチャンバとの摺動面をシールするようになっている。

ところで、上記従来の回転流体機械は、ベーンに形成したシール保持溝に保持したベーンシールをロータの回転に伴う遠心力で半径方向外側に付勢し、かつベーンシールの両端部をスプリングでロータチャンバの内周面に押し付けるとともに、高圧のベーン室からシール保持溝の底部に導入した圧力でベーンシールをロータチャンバの内周面に押し付けてシール性を発揮するようになっている。

しかしながら、U 字状に形成されたベーンシールは一对の端部を有しているため、シール保持溝の底部に導入された圧力がベーンシールの端部から漏れてしまい、前記遠心力およびスプリングによる付勢力だけでは十分なシール性を確保できなくなる懸念があった。

発明の要約

本発明は前述の事情に鑑みてなされたもので、ベーンのシール保持溝の底部に導入された圧力の漏れを防止してベーンシールのシール性を確保することを目的とする。

上記目的を達成するために、本発明の第 1 の特徴によれば、ケーシングに形成したロータチャンバと、ロータチャンバ内に回転自在に収容したロータと、ロータに放射状に形成

した複数のベーン溝の各々に摺動自在に支持した複数のベーンと、各々のベーンの端面に凹設したシール保持溝に嵌合してロータチャンバの内周面に摺接するU字状のベーンシールとを備え、ロータ、ケーシングおよびベーンにより区画されたベーン室に供給される気相作動媒体の圧力エネルギーとロータの回転エネルギーとを相互に変換する回転流体機械であって、ベーンの端面にシール保持溝の両端部に連通する一対の係止孔を形成し、これらの係止孔にそれぞれ嵌合する一対のシール補助部材にロータの径方向外側に開口して径方向内側に閉塞するスリットを形成し、これらのスリットにベーンシールの両端部をそれぞれ嵌合させた回転流体機械が提案される。

上記構成によれば、ベーンの端面に形成した係止孔に嵌合する一対のシール補助部材がロータの径方向外側に開口して径方向内側に閉塞するスリットを備えており、それらスリットにベーンシールの両端部がそれぞれ嵌合するので、シール保持溝の底部に導入された気相作動媒体の圧力がベーンシールの端部から漏れるのをシール補助部材により抑制し、前記圧力でベーンシールをロータチャンバの内周面に押し付けてシール性を確保することができる。

また本発明の第2の特徴によれば、上記第1の特徴に加えて、ベーンの係止孔の底部に収納した弾発部材でシール補助部材を付勢することで、ベーンシールの端部をシール補助部材のスリットに密着させる回転流体機械が提案される。

上記構成によれば、ベーンの係止孔の底部に収納した弾発部材でシール補助部材を付勢するので、ベーンシールの端部をシール補助部材のスリットに密着させることができ、シール保持溝の底部に導入された気相作動媒体の圧力がベーンシールの端部から漏れるのを一層確実に抑制することができる。

尚、実施例のスプリング77は本発明の弾発部材に対応する。

本発明における上記、その他の目的、特徴および利点は、添付の図面に沿って以下に詳述する好適な実施例の説明から明らかとなろう。

図面の簡単な説明

図1～図14は本発明の一実施例を示すもので、図1は内燃機関の廃熱回収装置の概略図、図2は図4の2-2線断面図に相当する膨張機の縦断面図、図3は図2の軸線周りの拡大断面図、図4は図2の4-4線断面図、図5は図2の5-5線断面図、図6は図2の6-6線断面図、図7は図5の7-7線断面図、図8は図5の8-8線断面図、図9は図

8の9-9線断面図、図10は図3の10-10線断面図、図11はロータの分解斜視図、図12はロータの潤滑水分配部の分解斜視図、図13はシール補助部材、スプリングおよびベーンシールの端部の斜視図、図14はロータチャンバおよびロータの断面形状を示す模式図である。

好適な実施例の説明

以下、本発明の実施例を添付図面に基づいて説明する。

図1に示すように、内燃機関1の排気ガスの熱エネルギーを回収して機械エネルギーを出力する廃熱回収装置2は、内燃機関1の排気ガスを熱源として水を加熱することにより高温高圧蒸気を発生させる蒸発器3と、その高温高圧蒸気の膨張によって軸トルクを出力する膨張機4と、その膨張機4から排出された降温降圧蒸気を冷却して液化する凝縮器5と、凝縮器5から排出された水を貯留するタンク6と、タンク6内の水を再び蒸発器3に供給する低圧ポンプ7および高圧ポンプ8とを有する。

タンク6内の水は通路P1上に配置された低圧ポンプ7で2～3MPaに加圧され、内燃機関1の排気管101に設けられた熱交換器102を通過して予熱される。熱交換器102を通過して予熱された水は、通路P2を経て内燃機関1のシリンダブロック103およびシリンダヘッド104内に形成されたウオータジャケット105に供給され、そこを通過する間に内燃機関1の発熱部を冷却し、それ自身は前記発熱部の熱を奪って更に昇温する。ウオータジャケット105を出た水は通路P3を経て分配弁106に供給され、そこで通路P4に連なる第1の系統と、通路P5に連なる第2の系統と、通路P6に連なる第3の系統と、通路P7に連なる第4の系統とに分配される。

分配弁106で通路P4よりなる第1の系統に分配された水は、高圧ポンプ8で10MPa以上の高圧に加圧されて蒸発器3に供給され、そこで高温の排気ガスとの間で熱交換して高温高圧蒸気になって膨張機4の高圧部（後述する膨張機4のシリンダ44…）に供給される。一方、分配弁106で通路P5に連なる第2の系統に分配された水は、そこに介装された減圧弁107を通過して前記高温高圧に比較して低温低圧の蒸気となり膨張機4の低压部（後述する膨張機4のベーン室75…）に供給される。このように、分配弁106からの加熱された水を減圧弁107で蒸気に変換して膨張機4の低压部に供給するので、水が内燃機関1のウオータジャケット105で受け取った熱エネルギーを有効利用して膨張機4の出力を増加させることができる。また通路P6に連なる第3の系統に分配さ

れた水は膨張機 4 の被潤滑部に供給される。このときウオータジャケット 105 で加熱された高温の水を用いて膨張機 4 の被潤滑部を潤滑するので、膨張機 4 が過冷却するのを防止していわゆる冷却損失を低減することができる。膨張機 4 から排出された水を含む降温降压蒸気は通路 P 8 に介装した凝縮器 5 に供給され、電動モータ 108 で駆動される冷却ファン 109 からの冷却風との間で熱交換し、凝縮水はタンク 6 に排出される。更に、複数の通路 P 7 に連なる第 4 の系統に分配された水は、車室暖房用のヒーターや熱電素子等の補機 110 に供給されて放熱し、温度低下した水は通路 P 9 に介装したチェック弁 111 を経てタンク 6 に排出される。

低压ポンプ 7、高压ポンプ 8、分配弁 106 および電動モータ 108 は、内燃機関 1 の運転状態、膨張機 4 の運転状態、補機 110 の運転状態、タンク 6 内の水の温度等に応じて電子制御ユニット 112 により制御される。

図 2 および図 3 に示すように、膨張機 4 のケーシング 11 は金属製の第 1、第 2 ケーシング半体 12, 13 より構成される。第 1、第 2 ケーシング半体 12, 13 は、協働してロータチャンバ 14 を構成する本体部 12a, 13a と、それら本体部 12a, 13a の外周に一体に連なる円形フランジ 12b, 13b とよりなり、両円形フランジ 12b, 13b が金属ガスケット 15 を介して結合される。第 1 ケーシング半体 12 の外面は深い鉢形をなす中継チャンバ外壁 16 により覆われており、その外周に一体に連なる円形フランジ 16a が第 1 ケーシング半体 12 の円形フランジ 12b の左側面に重ね合わされる。第 2 ケーシング半体 13 の外面は、膨張機 4 の出力を外部に伝達するマグネットカップリング（図示せず）を収納する排気チャンバ外壁 17 により覆われており、その外周に一体に連なる円形フランジ 17a が第 2 ケーシング半体 13 の円形フランジ 13b の右側面に重ね合わされる。そして前記 4 個の円形フランジ 12b, 13b, 16a, 17a は、円周方向に配置された複数本のボルト 18…で共締めされる。中継チャンバ外壁 16 および第 1 ケーシング半体 12 間に中継チャンバ 19 が区画され、排気チャンバ外壁 17 および第 2 ケーシング半体 13 間に排気チャンバ 20 が区画される。排気チャンバ外壁 17 には、膨張機 4 で仕事を終えた降温降压蒸気を凝縮器 5 に導く排出口（図示せず）が設けられる。

両ケーシング半体 12, 13 の本体部 12a, 13a は左右外方へ突出する中空軸受筒 12c, 13c を有しており、それら中空軸受筒 12c, 13c に、中空部 21a を有す

る回転軸 2 1 が一對の軸受部材 2 2, 2 3 を介して回転可能に支持される。これにより、回転軸 2 1 の軸線 L は略楕円形をなすロータチャンバ 1 4 における長径と短径との交点を通る。

第 2 ケーシング半体 1 3 の右端に螺合する潤滑水導入部材 2 4 の内部にシールブロック 2 5 が収納されてナット 2 6 で固定される。シールブロック 2 5 の内部に回転軸 2 1 の右端の小径部 2 1 b が支持されており、シールブロック 2 5 および小径部 2 1 b 間に一對のシール部材 2 7, 2 7 が配置され、シールブロック 2 5 および潤滑水導入部材 2 4 間に一對のシール部材 2 8, 2 8 が配置され、更に潤滑水導入部材 2 4 および第 2 ケーシング半体 1 3 間にシール部材 2 9 が配置される。また第 2 ケーシング半体 1 3 の中空軸受筒 1 3 c の外周に形成された凹部にフィルター 3 0 が嵌合し、第 2 ケーシング半体 1 3 に螺合するフィルターキャップ 3 1 により抜け止めされる。フィルターキャップ 3 1 および第 2 ケーシング半体 1 3 間に一對のシール部材 3 2, 3 3 が設けられる。

図 4 および図 1 4 から明らかなように、疑似楕円状を成すロータチャンバ 1 4 の内部に、円形を成すロータ 4 1 が回転自在に収納される。ロータ 4 1 は回転軸 2 1 の外周に嵌合して一体に結合されており、回転軸 2 1 の軸線 L に対してロータ 4 1 の軸線およびロータチャンバ 1 4 の軸線は一致している。軸線 L 方向に見たロータチャンバ 1 4 の形状は 4 つの頂点を丸めた菱形に類似した疑似楕円状であり、その長径 D L と短径 D S とを備える。軸線 L 方向に見たロータ 4 1 の形状は真円であり、ロータチャンバ 1 4 の短径 D S よりも僅かに小さい直径 D R を備える。

軸線 L と直交する方向に見たロータチャンバ 1 4 およびロータ 4 1 の断面形状は何れも陸上競技のトラック状を成している。即ち、ロータチャンバ 1 4 の断面形状は、距離 d を存して平行に延びる一對の平坦面 1 4 a, 1 4 a と、これら平坦面 1 4 a, 1 4 a の外周を滑らかに接続する中心角 180° の円弧面 1 4 b とから構成され、同様にロータ 4 1 の断面形状は、距離 d を存して平行に延びる一對の平坦面 4 1 a, 4 1 a と、これら平坦面 4 1 a, 4 1 a の外周を滑らかに接続する中心角 180° の円弧面 4 1 b とから構成される。従って、ロータチャンバ 1 4 の平坦面 1 4 a, 1 4 a とロータ 4 1 の平坦面 4 1 a, 4 1 a とは相互に接触し、ロータチャンバ 1 4 内周面とロータ 4 1 外周面との間には三日月形を成す一對の空間（図 4 参照）が形成される。

次に、図 3 ～図 6 および図 1 1 を参照してロータ 4 1 の構造を詳細に説明する。

ロータ 4 1 は回転軸 2 1 の外周に一体に形成されたロータコア 4 2 と、ロータコア 4 2 の周囲を覆うように固定されてロータ 4 1 の外郭を構成する 1 2 個のロータセグメント 4 3 …とから構成される。ロータコア 4 2 にセラミック（またはカーボン）製の 1 2 本のシリンダ 4 4 …が 3 0° 間隔で放射状に装着されてクリップ 4 5 …で抜け止めされる。各々のシリンダ 4 4 の内端には小径部 4 4 a が突設されており、小径部 4 4 a の基端は C シール 4 6 を介してスリーブ 8 4 との間をシールされる。小径部 4 4 a の先端は中空のスリーブ 8 4 の外周面に嵌合しており、シリンダボア 4 4 b は小径部 4 4 a および回転軸 2 1 を貫通する 1 2 個の第 3 蒸気通路 S 3 …を介して該回転軸 2 1 の内部の第 1、第 2 蒸気通路 S 1 ; S 2, S 2 に連通する。各々のシリンダ 4 4 の内部にはセラミック製のピストン 4 7 が摺動自在に嵌合する。ピストン 4 7 が最も半径方向内側に移動するとシリンダボア 4 4 b の内部に完全に退没し、最も半径方向外側に移動すると全長の約半分がシリンダボア 4 4 b の外部に突出する。

各々のロータセグメント 4 3 は 3 0° の中心角を有する中空の楔状部材であって、ロータチャンバ 1 4 の一対の平坦面 1 4 a, 1 4 a に対向する面には軸線 L を中心として円弧状に延びる 2 本のリセス 4 3 a, 4 3 b が形成されており、このリセス 4 3 a, 4 3 b の中央に潤滑水噴出口 4 3 c, 4 3 d が開口する。またロータセグメント 4 3 の端面、つまり後述するベーン 4 8 に対向する面には 4 個の潤滑水噴出口 4 3 e, 4 3 e ; 4 3 f, 4 3 f が開口する。

ロータ 4 1 の組み立ては次のようにして行なわれる。予めシリンダ 4 4 …、クリップ 4 5 …および C シール 4 6 …組み付けたロータコア 4 2 の外周に 1 2 個のロータセグメント 4 3 …を嵌合させ、隣接するロータセグメント 4 3 …間に形成された 1 2 個のベーン溝 4 9 …にベーン 4 8 …を嵌合させる。このとき、ベーン 4 8 …およびロータセグメント 4 3 …間に所定のクリアランスを形成すべく、ベーン 4 8 …の両面に所定厚さのシムを介在させておく。この状態で、治具を用いてロータセグメント 4 3 …およびベーン 4 8 …をロータコア 4 2 に向けて半径方向内向きに締めつけ、ロータコア 4 2 に対してロータセグメント 4 3 …を精密に位置決めした後、各々のロータセグメント 4 3 …を仮止めボルト 5 0 …（図 8 参照）でロータコア 4 2 に仮り止めする。続いて各々のロータセグメント 4 3 にロータコア 4 2 を貫通する 2 個のノックピン孔 5 1, 5 1 を共加工し、それらノックピン孔 5 1, 5 1 に 4 本のノックピン 5 2 …を圧入してロータコア 4 2 にロータセグメント 4 3

…を結合する。

図 8、図 9 および図 12 から明らかなように、ロータセグメント 43 およびロータコア 42 を貫通する貫通孔 53 が 2 個のノックピン孔 51、51 の間に形成されており、この貫通孔 53 の両端にそれぞれ凹部 54、54 が形成される。貫通孔 53 の内部には 2 本のパイプ部材 55、56 がシール部材 57～60 を介して嵌合するとともに、各々の凹部 54 内にオリフィス形成プレート 61 および潤滑水分配部材 62 が嵌合してナット 63 で固定される。オリフィス形成プレート 61 および潤滑水分配部材 62 は、オリフィス形成プレート 61 のノックピン孔 61a、61a を貫通して潤滑水分配部材 62 のノックピン孔 62a、62a に嵌合する 2 本のノックピン 64、64 でロータセグメント 43 に対して回り止めされ、かつ潤滑水分配部材 62 およびナット 63 間は O リング 65 によりシールされる。

一方のパイプ部材 55 の外端部に形成された小径部 55a は貫通孔 55b を介してパイプ部材 55 の内部の第 6 水通路 W6 に連通し、かつ小径部 55a は潤滑水分配部材 62 の一側面に形成した放射状の分配溝 62b に連通する。潤滑水分配部材 62 の分配溝 62b は 6 つの方向に延びており、その先端がオリフィス形成プレート 61 の 6 個のオリフィス 61b、61b；61c、61c；61d、61d に連通する。他方のパイプ部材 56 の外端部に設けられたオリフィス形成プレート 61、潤滑水分配部材 62 およびナット 63 の構造は、前述したオリフィス形成プレート 61、潤滑水分配部材 62 およびナット 63 の構造と同一である。

そしてオリフィス形成プレート 61 の 2 個のオリフィス 61b、61b の下流側は、ロータセグメント 43 の内部に形成した第 7 水通路 W7、W7 を介して、ベーン 48 に対向するように開口する前記 2 個の潤滑水噴出口 43e、43e に連通し、他の 2 個のオリフィス 61c、61c の下流側は、ロータセグメント 43 の内部に形成した第 8 水通路 W8、W8 を介して、ベーン 48 に対向するように開口する前記 2 個の潤滑水噴出口 43f、43f に連通し、更に他の 2 個のオリフィス 61d、61d の下流側は、ロータセグメント 43 の内部に形成した第 9 水通路 W9、W9 を介して、ロータチャンバ 14 に対向するように開口する前記 2 個の潤滑水噴出口 43c、43d に連通する。

図 5 を併せて参照すると明らかなように、シリンダ 44 の外周に一对の O リング 66、66 で区画された環状溝 67 が形成されており、一方のパイプ部材 55 の内部に形成した

第6水通路W6は、そのパイプ部材55を貫通する4個の貫通孔55c…およびロータコア42の内部に形成した第10水通路W10を介して前記環状溝67に連通する。そして環状溝67はオリフィス44cを介してシリンダボア44bおよびピストン47の摺動面に連通する。シリンダ44のオリフィス44cの位置は、ピストン47が上死点および下死点間を移動するときに、そのピストン47の摺動面から外れない位置に設定されている。

図3および図9から明らかなように、潤滑水導入部材24に形成した第1水通路W1は、シールブロック25に形成した第2水通路W2、回転軸21の小径部21bに形成した第3水通路W3…、回転軸21の中心に嵌合する水通路形成部材68の外周に形成した環状溝68a、回転軸21に形成した第4水通路W4、ロータコア42およびロータセグメント43に跨がるパイプ部材69およびロータセグメント43の半径方向内側のノックピン52を迂回するように形成した第5水通路W5、W5を介して、前記一方のパイプ部材55の小径部55aに連通する。

図5、図7、図9および図11に示すように、ロータ41の隣接するロータセグメント43…間に放射方向に延びる12個のベーン溝49…が形成されており、これらベーン溝49…に板状のベーン48…がそれぞれ摺動自在に嵌合する。各々のベーン48はロータチャンバ14の平行面14a、14aに沿う平行面48a、48aと、ロータチャンバ14の円弧面14bに沿う円弧面48bと、両平行面48a、48a間に位置する切欠48cとを備えて概略U字状に形成されており、両平行面48a、48aから突出する一対の支軸48d、48dにローラベアリング構造のローラ71、71が回転自在に支持される。

ベーン48の円弧面48bから一対の平行面48a、48aに亘ってスリット状のシール保持溝48fが形成される。このシール保持溝48fにはU字状に形成された合成樹脂製のベーンシール72が保持されており、このベーンシール72の先端はベーン48の外周面から僅かに突出してロータチャンバ14の内周面に摺接する。ベーンの一対の平行面48a、48aに前記シール保持溝48fの半径方向内端に連なる円形断面の係止孔48g、48gが軸線L方向に形成されており、これらの係止孔48g、48gに円筒状のシール補助部材76、76が隙間なく嵌合する。図13から明らかなように、シール補助部材76、76は半径方向外側および軸方向外側に開口するスリット76a、76aが形成

されており、これらのスリット 7 6 a, 7 6 a にベーンシール 7 2 の半径方向内端が隙間なく嵌合する。そして係止孔 4 8 g, 4 8 g の底部に配置したスプリング 7 7, 7 7 でシール補助部材 7 6, 7 6 が軸線 L 方向外側（係止孔 4 8 g, 4 8 g から突出する方向）に付勢される。

ベーン 4 8 の両側面には各々 2 個のリセス 4 8 e, 4 8 e が形成されており、これらのリセス 4 8 e, 4 8 e は、ロータセグメント 4 3 の端面に開口する半径方向内側の 2 個の潤滑水噴出口 4 3 e, 4 3 e に対向する。またベーン 4 8 の内部には半径方向内外に延びる捕捉室 4 8 h が形成されており、捕捉室 4 8 h の半径方向内側はベーン 4 8 の両側面に開口する吸入口 4 8 i, 4 8 i を介してロータコア 4 2 およびロータセグメント 4 3 …間に形成された溜まり部 7 8 に連通するとともに、捕捉室 4 8 h の半径方向外側はベーン 4 8 の回転方向 R の進み側の側面に開口する排出口 4 8 j を介してベーン室 7 5 に連通する。そしてベーン 4 8 の切欠 4 8 c の中央に半径方向内向きに突設したピストン受け部材 7 3 が、ピストン 4 7 の半径方向外端に当接する。

図 2 から明らかなように、ロータコア 4 2 およびロータセグメント 4 3 …間に形成された前記溜まり部 7 8 と中継チャンバ 1 9 とは第 1 ケーシング 1 2 を貫通する連通孔 1 2 d で連通しており、この連通孔 1 2 d に溜まり部 7 8 から中継チャンバ 1 9 への蒸気の移動を許容し、中継チャンバ 1 9 から溜まり部 7 8 への蒸気の移動を規制する一方向弁 7 9 が配置される。

図 4 から明らかなように、第 1、第 2 ケーシング半体 1 2, 1 3 により区画されるロータチャンバ 1 4 の平坦面 1 4 a, 1 4 a には、4 つの頂点を丸めた菱形に類似した疑似橢円状の環状溝 7 4, 7 4 が凹設されており、両環状溝 7 4, 7 4 に各々のベーン 4 8 の一対のローラ 7 1, 7 1 が転動自在に係合する。これら環状溝 7 4, 7 4 およびロータチャンバ 1 4 の円弧面 1 4 b 間の距離は全周に亘り一定である。従って、ロータ 4 1 が回転するとローラ 7 1, 7 1 を環状溝 7 4, 7 4 に案内されたベーン 4 8 がベーン溝 4 9 内を半径方向に往復動し、ベーン 4 8 の円弧面 4 8 b に装着したベーンシール 7 2 が一定量だけ圧縮された状態でロータチャンバ 1 4 の円弧面 1 4 b に沿って摺動する。これにより、ロータチャンバ 1 4 およびベーン 4 8 …が直接固体接触するのを防止し、摺動抵抗の増加や摩耗の発生を防止しながら、隣接するベーン 4 8 …間に区画されるベーン室 7 5 …を確実にシールすることができる。

図2、図3および図10から明らかなように、中継チャンバ外壁16の中心に開口16bが形成されており、軸線L上に配置された固定軸支持部材81のボス部81aが前記開口16bの内面に複数のボルト82…で固定され、かつナット83で第1ケーシング半体12に固定される。回転軸21の中空部21aにはセラミックで円筒状に形成したスリーブ84が固定されており、このスリーブ84の内周面に固定軸支持部材81と一体化された固定軸85の外周面が相対回転自在に嵌合する。固定軸85の左端は第1ケーシング半体12との間をシール部材86によりシールされ、固定軸85の右端は回転軸21との間をシール部材87によりシールされる。

軸線L上に配置された固定軸支持部材81の内部に蒸気供給パイプ88が嵌合してナット89で固定されており、この蒸気供給パイプ88の右端は固定軸85の中心に圧入される。固定軸85の中心には蒸気供給パイプ88に連なる第1蒸気通路S1が軸方向に形成され、また固定軸85には一対の第2蒸気通路S2、S2が180°の位相差をもって半径方向に貫通する。前述したように、回転軸21に固定したロータ41に30°間隔で保持された12個のシリンダ44…の小径部44a…およびスリーブ84を12本の第3蒸気通路S3…が貫通しており、これら第3蒸気通路S3…の半径方向内端部は、前記第2蒸気通路S2、S2の半径方向外端部に連通可能に対向する。

固定軸85の外周面には一対の切欠85a、85aが180°の位相差をもって形成されており、これら切欠85a、85aは前記第3蒸気通路S3…に連通可能である。切欠85a、85aと中継チャンバ19とは、固定軸85に軸方向に形成した一対の第4蒸気通路S4、S4と、固定軸支持部材81に軸方向に形成した環状の第5蒸気通路S5と、固定軸支持部材81のボス部81a外周に開口する通孔81b…とを介して相互に連通する。

図2および図4に示すように、第1ケーシング半体12および第2ケーシング半体13には、ロータチャンバ14の短径方向を基準にしてロータ41の回転方向Rの進み側15°の位置に、放射方向に整列した複数の吸気ポート90…が形成される。この吸気ポート90…により、ロータチャンバ14の内部空間が中継チャンバ19に連通する。また第2ケーシング半体13には、ロータチャンバ14の短径方向を基準にしてロータ41の回転方向Rの遅れ側15°～75°の位置に、複数の排気ポート91…が形成される。この排気ポート91…により、ロータチャンバ14の内部空間が排気チャンバ20に連通する。

ベーン４８…のベーンシール７２…が排気ポート９１…のエッジで傷付かないように、それら排気ポート９１…は第２ケーシング半体１３の内部に形成した浅い凹部１３ｄ、１３ｄに開口する。

第２蒸気通路Ｓ２、Ｓ２および第３蒸気通路Ｓ３…、並びに固定軸８５の切欠８５ａ、８５ａおよび第３蒸気通路Ｓ３…は、固定軸８５および回転軸２１の相対回転により周期的に連通する回転バルブＶを構成する（図１０参照）。

図２から明らかなように、第１、第２ケーシング半体１２、１３に形成された第１１水通路Ｗ１１は、パイプよりなる第１４水通路Ｗ１４を介して環状のフィルター３０の外周面に連通し、フィルター３０の内周面は第２ケーシング半体１３に形成した第１５水通路Ｗ１５を介して第２ケーシング半体１３に形成した第１６水通路Ｗ１６に連通する。第１６水通路Ｗ１６に供給された水は固定軸８５およびスリーブ８４の摺動面を潤滑する。またフィルター３０の内周面から第１７水通路Ｗ１７を介して軸受部材２３の外周に供給された水は、軸受部材２３を貫通するオリフィスを通して回転軸２１の外周面を潤滑する。一方、第１１水通路Ｗ１１からパイプよりなる第１８水通路Ｗ１８を介して軸受部材２２の外周に供給された水は、軸受部材２２を貫通するオリフィスを通して回転軸２１の外周面を潤滑した後に、固定軸８５およびスリーブ８４の摺動面を潤滑する。

次に、上記構成を備えた本実施例の作用について説明する。

先ず、膨張機４の作動について説明する。図３において、蒸発器３からの高温高圧蒸気は蒸気供給パイプ８８、固定軸８５の中心を通る第１蒸気通路Ｓ１、固定軸８５を半径方向に貫通する一対の第２蒸気通路Ｓ２、Ｓ２とに供給される。図１０において、ロータ４１および回転軸２１と一体に矢印Ｒ方向に回転するスリーブ８４が固定軸８５に対して所定の位相に達すると、ロータチャンバ１４の短径位置からロータ４１の回転方向Ｒの進み側に在る一対の第３蒸気通路Ｓ３、Ｓ３が一対の第２蒸気通路Ｓ２、Ｓ２に連通し、第２蒸気通路Ｓ２、Ｓ２の高温高圧蒸気が前記第３蒸気通路Ｓ３、Ｓ３を経て一対のシリンダ４４、４４の内部に供給され、ピストン４７、４７を半径方向外側に押圧する。図４において、これらピストン４７、４７に押圧されたベーン４８、４８が半径方向外側に移動すると、ベーン４８、４８に設けた一対のローラ７１、７１と環状溝７４、７４との係合により、ピストン４７、４７の前進運動がロータ４１の回転運動に変換される。

ロータ４１の回転に伴って第２蒸気通路Ｓ２、Ｓ２と前記第３蒸気通路Ｓ３、Ｓ３との

連通が遮断された後も、シリンダ４４，４４内の高温高压蒸気が更に膨張を続けることによりピストン４７，４７をなおも前進させ、これによりロータ４１の回転が続行される。ベーン４８，４８がロータチャンバ１４の長径位置に達すると、対応するシリンダ４４，４４に連なる第３蒸気通路Ｓ３，Ｓ３が固定軸８５の切欠８５ａ，８５ａに連通し、ローラ７１，７１を環状溝７４，７４に案内されたベーン４８，４８に押圧されたピストン４７，４７が半径方向内側に移動することにより、シリンダ４４，４４内の蒸気は第３蒸気通路Ｓ３，Ｓ３、切欠８５ａ，８５ａ、第４蒸気通路Ｓ４，Ｓ４、第５蒸気通路Ｓ５および通孔８１ｂ…を通り、第１の降温降压蒸気となって中継チャンバ１９に供給される。第１の降温降压蒸気は、蒸気供給パイプ８８から供給された高温高压蒸気がピストン４７，４７を駆動する仕事を終えて温度および圧力が低下したものである。第１の降温降压蒸気を持つ熱エネルギーおよび圧力エネルギーは高温高压蒸気に比べて低下しているが、依然としてベーン４８…を駆動するのに十分な熱エネルギーおよび圧力エネルギーを有している。

中継チャンバ１９内の第１の降温降压蒸気は第１、第２ケーシング半体１２，１３の吸気ポート９０…からロータチャンバ１４内のベーン室７５…に供給され、そこで更に膨張することによりベーン４８…を押圧してロータ４１を回転させる。そして仕事を終えて更に温度および圧力が低下した第２の降温降压蒸気は、第２ケーシング半体１３の排気ポート９１…から排気チャンバ２０に排出され、そこから凝縮器５に供給される。

このように、高温高压蒸気の膨張により１２個のピストン４７…を次々に作動させてローラ７１，７１および環状溝７４，７４を介しロータ４１を回転させ、また高温高压蒸気が降温降压した第１の降温降压蒸気の膨張によりベーン４８…を介しロータ４１を回転させるので、ピストン４７…により発生した機械エネルギーとベーン４８…により発生した機械エネルギーとを統合して回転軸２１より出力を得ることができ、しかも高温高压蒸気の圧力エネルギーを余すところ無く機械エネルギーに変換することができる。

更に、ロータチャンバ１４の内部に回転自在に収容されたロータ４１に放射状に形成されたシリンダ４４…と、このシリンダ４４…内を摺動するピストン４７…とから第１エネルギー変換手段を構成したので、高温高压の気相作動媒体のシール性を高めてリークによる効率低下を最小限に抑えることができる。またロータ４１に放射方向に移動自在に支持されてロータチャンバ１４の内周面に摺接するベーン４８…から第２エネルギー変換手段

を構成したので、圧力エネルギーおよび機械エネルギーの変換機構の構造が簡単であり、コンパクトな構造でありながら大流量の気相作動媒体を処理できる。而して、シリンダ 4 4…およびピストン 4 7…を持つ第 1 エネルギー変換手段と、ベーン 4 8…を持つ第 2 エネルギー変換手段とを組み合わせることにより、両者の特長を兼ね備えた高性能な回転流体機械を得ることができる。

次に、前記膨張機 4 のベーン 4 8…およびピストン 4 7…の水による潤滑について説明する。

膨張機 4 の各部を潤滑する水には、ウォータジャケット 1 0 5 で加熱された後に分配弁 1 0 6 で通路 P 6 に分配された高温の水が用いられる。

図 3 および図 8 において、潤滑水導入部材 2 4 の第 1 水通路 W 1 に供給された水は、シールブロック 2 5 の第 2 水通路 W 2…、回転軸 2 1 の第 3 水通路 W 3…、水通路形成部材 6 8 の環状溝 6 8 a、回転軸 2 1 の第 4 水通路 W 4、パイプ部材 6 9 およびロータセグメント 4 3 に形成した第 5 水通路 W 5、W 5 を経て一方のパイプ部材 5 5 の小径部 5 5 a に流入し、また前記小径部 5 5 a に流入した水は一方のパイプ部材 5 5 の貫通孔 5 5 b、両パイプ部材 5 5、5 6 に形成した第 6 水通路 W 6 および他方のパイプ部材 5 6 に形成した貫通孔 5 6 b を経て、該他方のパイプ部材 5 6 の小径部 5 6 a に流入する。

各々のパイプ部材 5 5、5 6 の小径部 5 5 a、5 6 a から各々の潤滑水分配部材 6 2 の分配溝 6 2 b を経てオリフィス形成プレート 6 1 の 6 個のオリフィス 6 1 b、6 1 b ; 6 1 c、6 1 c ; 6 1 d、6 1 d を通過した水の一部は、ロータセグメント 4 3 の端面に開口する 4 個の潤滑水噴出口 4 3 e、4 3 e ; 4 3 f、4 3 f から噴出し、他の一部はロータセグメント 4 3 の側面に形成した円弧状のリセス 4 3 a、4 3 b 内の潤滑水噴出口 4 3 c、4 3 d から噴出する。

而して、各々のロータセグメント 4 3 の端面の潤滑水噴出口 4 3 e、4 3 e ; 4 3 f、4 3 f からベーン溝 4 9 内に噴出した水は、ベーン溝 4 9 に摺動自在に嵌合するベーン 4 8 との間に静圧軸受けを構成して該ベーン 4 8 を浮動状態で支持し、ロータセグメント 4 3 の端面とベーン 4 8 との固体接触を防止して焼き付きおよび摩耗の発生を防止する。このように、ベーン 4 8 の摺動面を潤滑する水をロータ 4 1 の内部に放射状に設けた水通路を介して供給することにより、水を遠心力で加圧することができるだけでなく、ロータ 4 1 周辺の温度を安定させて熱膨張による影響を少なくし、設定したクリアランスを維持し

て蒸気のリークを最小限に抑えることができる。

またベーン４８の両面に各２個ずつ形成されたリセス４８e，４８eに水が保持されるため、このリセス４８e，４８eが圧力溜まりとなって水のリークによる圧力低下を抑制する。その結果、一對のロータセグメント４３，４３の端面に挟まれたベーン４８が水によって浮動状態になり、摺動抵抗を効果的に低減することが可能になる。またベーン４８が往復運動するとロータ４１に対するベーン４８の半径方向の相対位置が変化するが、前記リセス４８e，４８eはロータセグメント４３側でなくベーン４８側に設けられており、かつベーン４８に最も荷重の掛かるローラ７１，７１の近傍に設けられているため、往復運動するベーン４８を常に浮動状態に保持して摺動抵抗を効果的に低減することが可能となる。

ロータ４１と共に各々のベーン４８が回転すると、そのシール保持溝４８fに嵌合するベーンシール７２が遠心力で半径方向外側に付勢されることで、ベーン４８の円弧面４８bに対応する部分でベーンシール７２がロータチャンバ１４の内周面に押し付けられてシール性が発揮される。ベーン４８…の平行面４８a，４８aに対応する部分では遠心力によるベーンシール７２の押し付け力が期待できないが、高圧側のベーン室７５からベーン４８のシール保持溝４８fの底部に導入された圧力でベーンシール７２が該シール保持溝４８fから押し出される方向に付勢されるため、ベーンシール７２の外周面の全域がロータチャンバ１４の内周面に押し付けられてシール性が発揮される。

このとき、シール保持溝４８fの両端部から圧力が逃げてしまうとベーンシール７２の押し付け力が消滅してしまうが、本実施例ではシール保持溝４８fの両端部に連なる係止孔４８g，４８gに嵌合するシール補助部材７６，７６のスリット７６a，７６aにベーンシール７２の端部が嵌合しており、かつシール補助部材７６，７６のスリット７６a，７６aは半径方向外側に開口して半径方向内側に閉塞しており、かつ前記スリット７６a，７６aが開口するシール補助部材７６，７６の軸線Ｌ方向外端面はスプリング７７，７７の弾発力でロータチャンバ１４の内周面に向けて付勢されているため、ベーンシール７２の端部をシール補助部材７６，７６のスリット７６a，７６aに密着させ、シール保持溝４８fの両端部からの圧力逃げを防止してベーンシール７２のシール性を確保することができる。

特に、膨張機４の冷間時であってシール保持溝４８fの底部の圧力が十分に立ち上ら

ないとき、スプリング 7 7, 7 7 の弾発力でシール補助部材 7 6, 7 6 およびベーンシール 7 2 を端部をロータチャンバ 1 4 の内周面に押し付けてシール性を確保することができる。

更に、図 5 において、パイプ部材 5 5 の内部の第 6 水通路 W 6 からロータセグメント 4 3 の内部の第 1 0 水通路 W 1 0 およびシリンダ 4 4 の外周の環状溝 6 7 を経てシリンダ 4 4 およびピストン 4 7 の摺動面に供給された水は、その摺動面に形成される水膜の粘性によりシール機能を発揮し、シリンダ 4 4 に供給された高温高压蒸気がピストン 4 7 との摺動面を通してリークするのを効果的に防止する。このとき、高温状態にある膨張機 4 の内部を通してシリンダ 4 4 およびピストン 4 7 の摺動面に供給された水は加温されているため、その水によってシリンダ 4 4 に供給された高温高压蒸気が冷却されて膨張機 4 の出力が低下するのを最小限に抑えることができる。

また第 1 水通路 W 1 と第 1 1 水通路 W 1 1 とは独立しており、各々の潤滑部において必要とする圧力で水を供給している。具体的には、第 1 水通路 W 1 から供給される水は、前述したように主にベーン 4 8 …やロータ 4 1 を静圧軸受けで浮動状態に支持するものであるため、荷重変動に拮抗し得る高压が必要とされる。それに対して、第 1 1 水通路 W 1 1 から供給される水は、主に固定軸 8 5 まわりを水潤滑するとともに、第 3 蒸気通路 S 3, S 3 から固定軸 8 5 の外周にリークする高温高压蒸気を封止して固定軸 8 5、回転軸 2 1、ロータ 4 1 等の熱膨張の影響を低減するものであるため、少なくとも中継チャンバー 1 9 の圧力よりも高い圧力であれば良い。

このように、高压の水を供給する第 1 水通路 W 1 と、それよりも低压の水を供給する第 1 1 水通路 W 1 1 との二つの水供給系統を設けたので、高压の水を供給する一つの水供給系統だけを設けた場合の不具合を解消することができる。つまり固定軸 8 5 まわりに過剰な圧力の水が供給されて中継チャンバー 1 9 への水の流出量が増加したり、固定軸 8 5、回転軸 2 1、ロータ 4 1 等が過冷却されて蒸気温度が低下したりする不具合を防止することができ、水の供給量を削減しながら膨張機 4 の出力を増加させることができる。

しかもシール用の媒体として蒸気と同一物質である水を用いたことにより、蒸気に水が混入しても何ら問題はない。仮に、シリンダ 4 4 およびピストン 4 7 の摺動面をオイルでシールした場合には、水あるいは蒸気にオイルが混入するのが避けられないため、オイルを分離する特別のフィルター装置が必要となってしまう。またベーン 4 8 およびベーン溝

４９の摺動面を潤滑する水の一部を兼用してバイパスさせることでシリンダ４４およびピストン４７の摺動面をシールするので、その水を前記摺動面に導く水通路を別途特別に設ける必要をなくして構造を簡素化することができる。

ところで、ベーン４８とベーン溝４９との摺動面に供給されて静圧軸受けを構成する液相作動媒体は、その機能を終えた後にロータコア４２およびロータセグメント４３…間に形成された溜まり部７８に溜まってしまう。この溜まり部７８にはベーン４８に設けたローラ７１，７１を案内する環状溝７４，７４が連通しているため、環状溝７４，７４に流入した液相作動媒体によってローラ７１，７１が移動する際に大きな抵抗が発生してしまい、膨張機４の出力が低下する懸念がある。

しかしながら、本実施例によれば、ベーン４８に設けた捕捉室４８ｈの機能で、溜まり部７８の液相作動媒体をベーン室７５を経て排気ポート９１…に排出することができる。即ち、図５の右側に示すように、ベーン４８がベーン溝４９の内部に最も退没したとき、その捕捉室４８ｈの半径方向内端に連なる吸入口４８ｉ，４８ｉが溜まり部７８に連通することで、溜まり部７８内の液相作動媒体が捕捉室４８ｈに捕捉される。ロータ４１が矢印Ｒ方向に回転すると、図５の下側に示すように、ベーン４８がベーン溝４９から半径方向外側に突出し、その捕捉室４８ｈの半径方向外端に連なる排出口４８ｊが排気工程にあるベーン室７５に連通することで、捕捉室４８ｈに捕捉された液相作動媒体が前記ベーン室７５に排出される。

このようにしてロータ４１が矢印Ｒ方向に回転するのに伴い、各々のベーン４８に設けた捕捉室４８ｈによって溜まり部７８内の液相作動媒体をベーン室７５に排出し、溜まり部７８に溜まった液相作動媒体の抵抗によりロータ４１の回転が制動されるのを防止することができる。しかも吸入口４８ｉ，４８ｉが溜まり部７８に連通するときには排出口４８ｊがベーン室７５に連通せず、排出口４８ｊがベーン室７５に連通するときには吸入口４８ｉ，４８ｉが溜まり部７８に連通しないので、つまり吸入口４８ｉ，４８ｉおよび排出口４８ｊが同時に溜まり部７８およびベーン室７５に連通することがないので、シリンダ４４およびピストン４７の摺動面から漏れ出して溜まり部７８に捕捉された圧力エネルギーを有する高温高压蒸気が、捕捉室４８ｈを通してベーン室７５に無駄に捨てられることがない。

またシリンダ４４およびピストン４７の摺動面から漏れ出して溜まり部７８に捕捉され

た圧力エネルギーを有する高温高压蒸気は、第1ケーシング12の連通孔12dおよび一方向弁79（図2参照）を経て中継チャンバ19に供給されるので、その高温高压蒸気を吸気ポート90…からベーン室75…に供給して有効に再利用することができる。何らかの理由で溜まり部78の圧力が中継チャンバ19の圧力よりも低くなると、一方向弁79が閉弁して中継チャンバ19の降温降压蒸気が溜まり部78に逆流するのを防止するため、中継チャンバ19から圧力が逃げるのを阻止して膨張機4の効率低下を防止することができる。

次に、廃熱回収装置2を含む内燃機関1の冷却系の作用を、主として図1および図2を参照しながら説明する。

低压ポンプ7でタンク6から汲み上げられた水は通路P1を経て排気管101に設けた熱交換器102に供給され、そこで予熱された後に通路P2を経て内燃機関1のウオータジャケット105に供給される。ウオータジャケット105内を流れる水は内燃機関1の発熱部であるシリンダブロック103およびシリンダヘッド104を冷却し、温度上昇した状態で分配弁106に供給される。このように、排気管101の熱交換器102で予熱した水をウオータジャケット105に供給するので、内燃機関1の低温時にはその暖機を促進することができ、また内燃機関1の過冷却を防止して排気ガス温度を上昇させることで蒸発器3の性能を高めることができる。

分配弁106で分配された高温の水の一部は通路P4に介装した高压ポンプ8で加圧されて蒸発器3に供給され、そこで排気ガスとの間で熱交換して高温高压蒸気になる。蒸発器3で発生した高温高压蒸気は、膨張機4の蒸気供給パイプ88に供給されてシリンダ44…およびベーン室75…を通過して回転軸21を駆動した後に凝縮器5に排出される。

分配弁106で分配された高温の水の他の一部は通路P5に介装した減圧弁107で減圧されて蒸気となり、膨張機4の中継チャンバ19に供給される。中継チャンバ19に供給された蒸気は、蒸気供給パイプ88から供給されてシリンダ44…を通過した第1の降温降压蒸気と合流し、回転軸21を駆動した後に凝縮器5に排出される。このように、分配弁106からの高温の水の一部を減圧弁107で蒸気化して膨張機4に供給するので、水が内燃機関1のウオータジャケット105で受け取った熱エネルギーを有効利用して膨張機4の出力を増加させることができる。また分配弁106で分配された高温の水の他の一部は通路P6を経て膨張機4の第1水通路W1に供給され、各被潤滑部を潤滑する。こ

のように高温の水を用いて膨張機 4 の被潤滑部を潤滑するので、膨張機 4 が過冷却するのを防止していわゆる冷却損失を低減することができる。また潤滑後に膨張行程のペーン室 7 5 …に入った水は、ペーン室 7 5 …の蒸気と混合することで加熱されて蒸気化し、その膨張作用で膨張機 4 の出力を増加させる。そして膨張機 4 から通路 P 8 に排出された第 2 の降温降圧蒸気は凝縮器 5 に供給され、そこで冷却ファン 1 0 9 により冷却されて水になり、タンク 6 に戻される。また分配弁 1 0 6 で分配された高温の水の他の一部は通路 P 7 に介装した補機 1 1 0 との間で熱交換して冷却された後に、チェックバルブ 1 1 1 を経てタンク 6 に戻される。

以上のように、低圧ポンプ 7 でタンク 6 から汲み上げた水をウオータジャケット 1 0 5 に供給して内燃機関 1 の発熱部を冷却した後に、その水を補機 1 1 0 に供給して冷却してからタンク 6 に戻す水循環経路と、ウオータジャケット 1 0 5 を出た水の一部を作動媒体として分配し、その水を高圧ポンプ 8、蒸発器 3、膨張機 4 および凝縮器 5 を経てタンク 6 に戻す廃熱回収装置 2 の水循環経路とを複合させ、かつウオータジャケット 1 0 5 および補機 1 1 0 を通過する内燃機関 1 の冷却系の水循環経路を低圧大流量とし、廃熱回収装置 2 の水循環経路と高圧小流量としたので、内燃機関 1 の冷却系および廃熱回収装置 2 にそれぞれ適した流量および圧力の水を供給することが可能となり、廃熱回収装置 2 の性能を維持しながら内燃機関 1 の発熱部を十分に冷却してラジエータを廃止することができる。しかも低圧ポンプ 7 からウオータジャケット 1 0 5 に供給される水を排気管 1 0 1 に設けた熱交換器 1 0 2 で予熱するので、内燃機関 1 の廃熱を一層有効に利用することができる。

また低圧ポンプ 7 から低温の水が供給される熱交換器 1 0 2 を、蒸発器 3 の位置より排気ガスの温度が低下している排気管 1 0 1 の下流に設けたので、排気ガスの持つ余剰の廃熱を余すところなく効率的に回収することができる。更に、熱交換器 1 0 2 で予熱された水をウオータジャケット 1 0 5 に供給するので、内燃機関 1 の過冷却を防止するとともに、燃焼熱、即ち排気ガスを更に高温化して排気ガスの熱エネルギーを高め、廃熱回収効率を向上させることができる。

以上、本発明の実施例を詳述したが、本発明はその要旨を逸脱しない範囲で種々の設計変更を行うことが可能である。

例えば、実施例では回転流体機械として膨張機 4 を例示したが、本発明は圧縮機として

も適用することができる。

また実施例では気相作動媒体および液相作動媒体として蒸気および水を用いているが、他の適宜の作動媒体を用いることができる。

また実施例ではシール補助部材 7 6 のスリット 7 6 a が半径方向外側および軸線 L 方向外側の両方に開口しているが、それを半径方向外側にのみ開口させても良い。

特許請求の範囲

1. ケーシングに形成したロータチャンバと、ロータチャンバ内に回転自在に収容したロータと、ロータに放射状に形成した複数のベーン溝の各々に摺動自在に支持した複数のベーンと、各々のベーンの端面に凹設したシール保持溝に嵌合してロータチャンバの内周面に摺接するU字状のベーンシールとを備え、ロータ、ケーシングおよびベーンにより区画されたベーン室に供給される気相作動媒体の圧力エネルギーとロータの回転エネルギーとを相互に変換する回転流体機械であって、ベーンの端面にシール保持溝の両端部に連通する一対の係止孔を形成し、これらの係止孔にそれぞれ嵌合する一対のシール補助部材にロータの径方向外側に開口して径方向内側に閉塞するスリットを形成し、これらのスリットにベーンシールの両端部をそれぞれ嵌合させた回転流体機械。

2. ベーンの係止孔の底部に収納した弾発部材でシール補助部材を付勢することで、ベーンシールの端部をシール補助部材のスリットに密着させる、請求項1に記載の回転流体機械。

開示の概要

回転流体機械は、ロータチャンバ 1 4 と、ロータチャンバ 1 4 に収納されたロータ 4 1 と、ロータ 4 1 に形成したベーン溝に案内されるベーン 4 8 とを備える。ベーン 4 8 の端面に形成したシール保持溝 4 8 f に U 字状のベーンシール 7 2 を保持し、ベーン 4 1 の端面に形成した係止孔 4 8 g に嵌合するシール補助部材 7 6 のスリット 7 6 a にベーンシール 7 2 の端部を嵌合させるとともに、シール補助部材 7 6 をスプリング 7 7 でロータチャンバ 1 4 の内周面に向けて付勢する。シール保持溝 4 8 f の底部に導入された気相作動媒体の圧力がベーンシール 7 2 の端部から漏れるのをシール補助部材 7 6 により抑制し、前記圧力でベーンシール 7 2 をロータチャンバ 1 4 の内周面に押し付けてシール性を確保することができる。

图 1

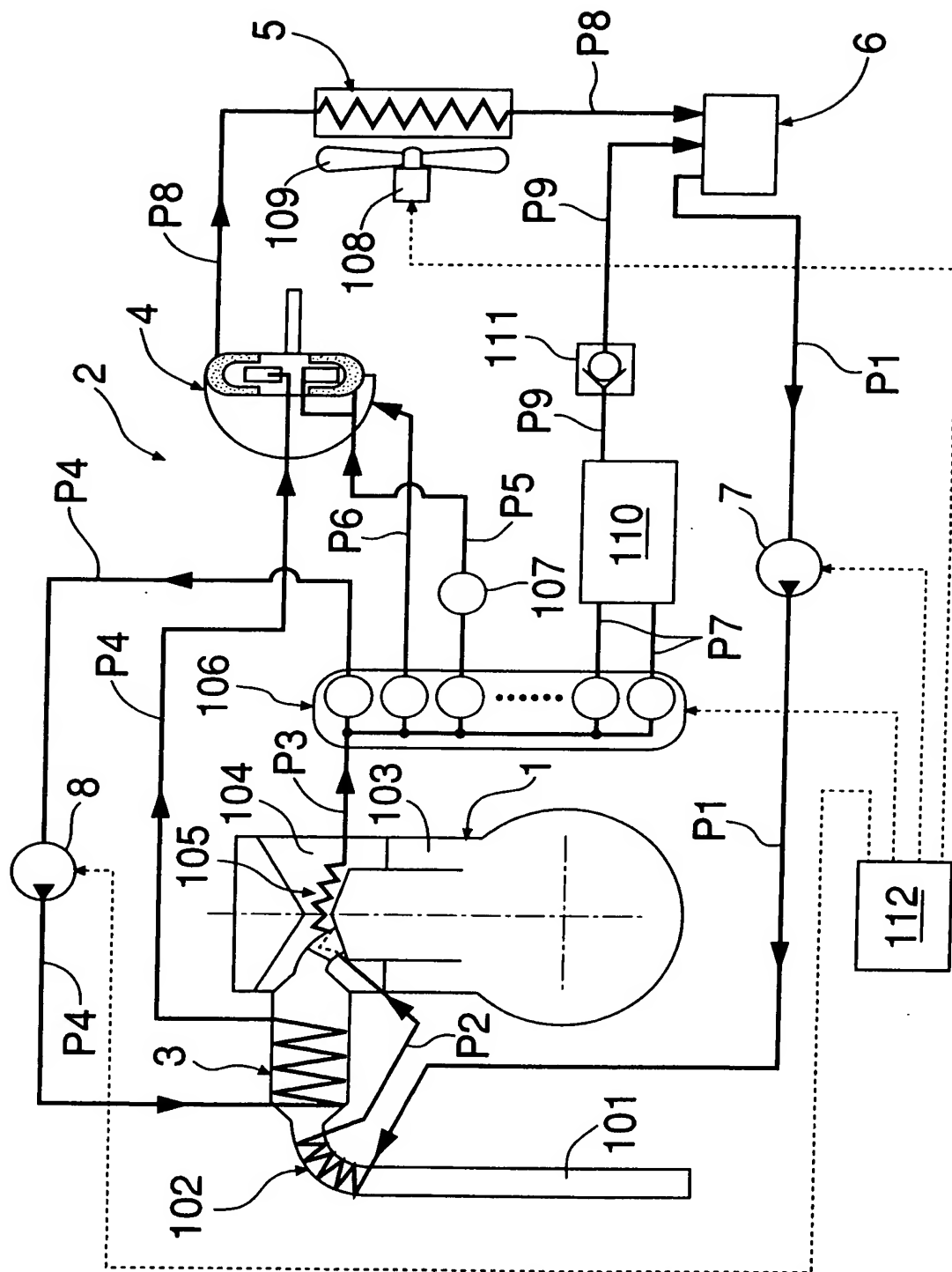
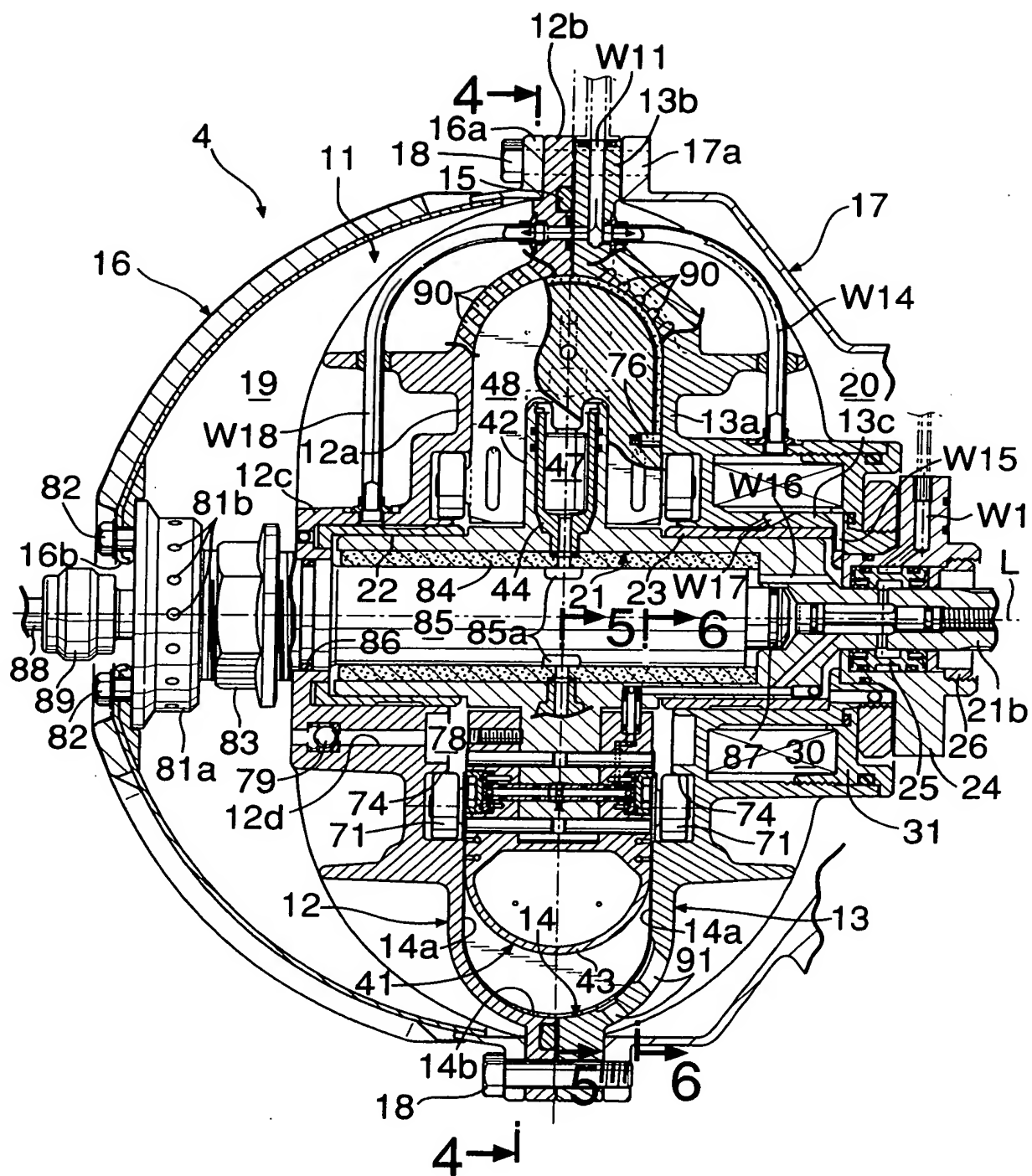


图 2



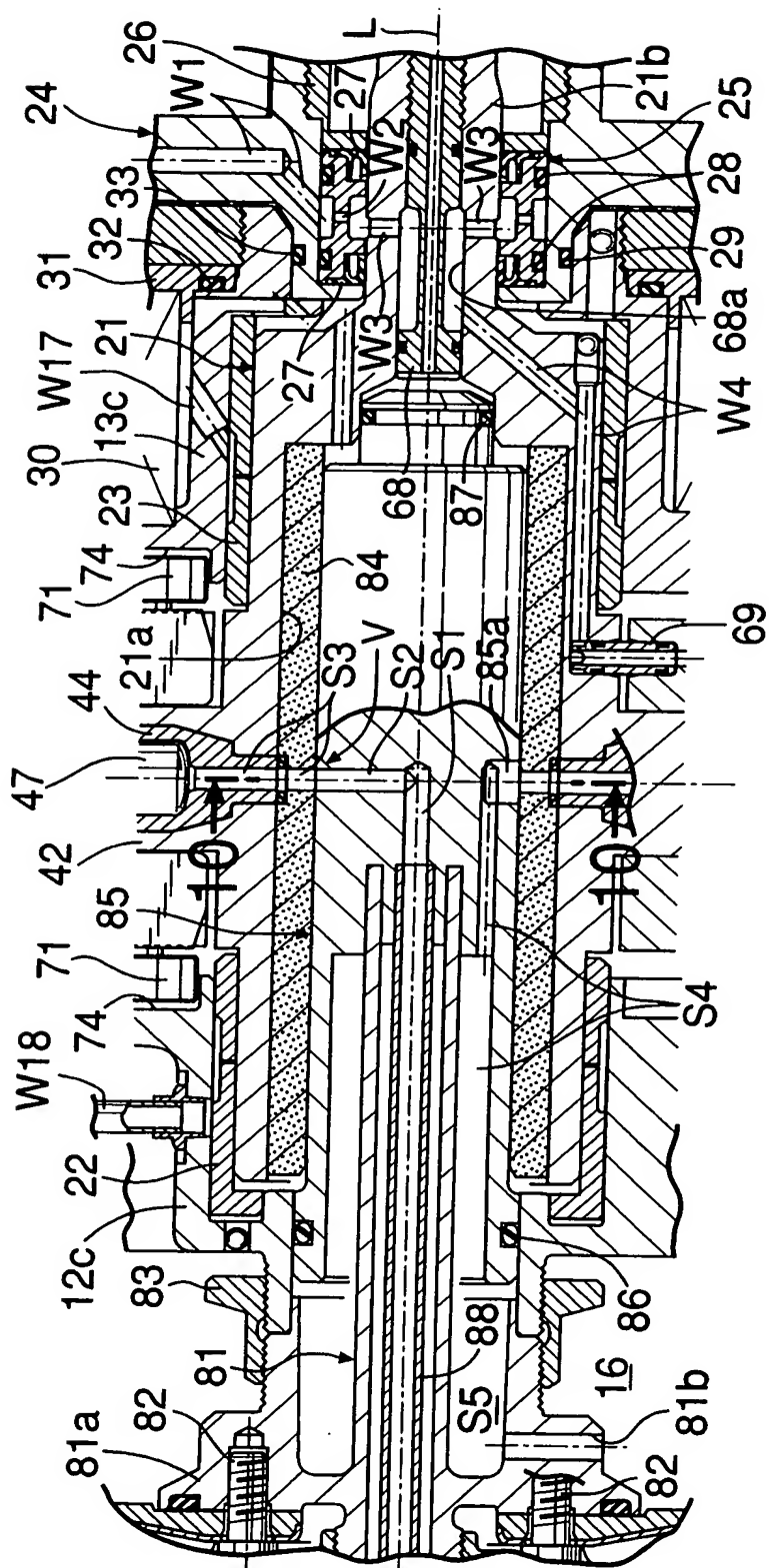


図 4

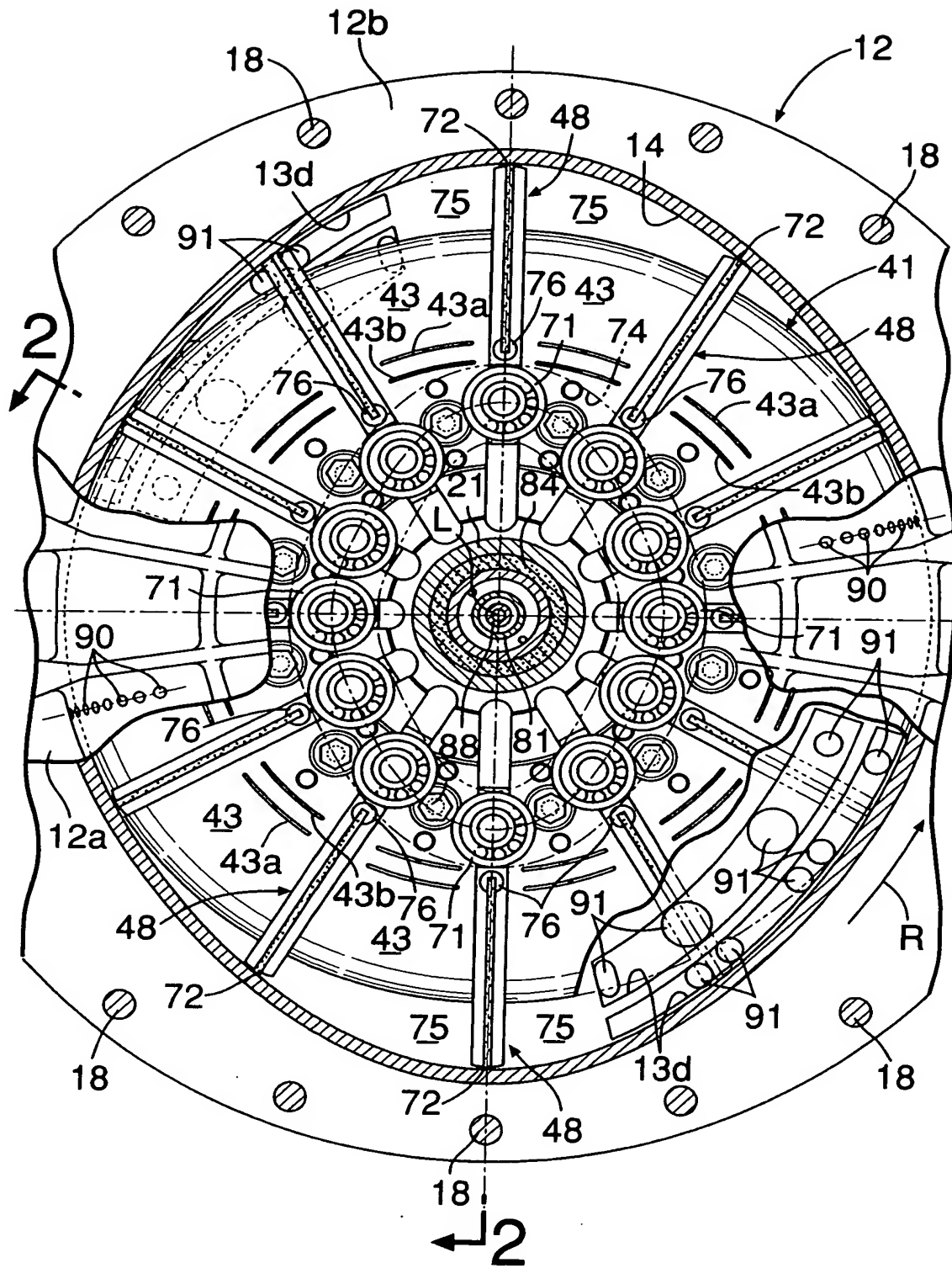


図 5

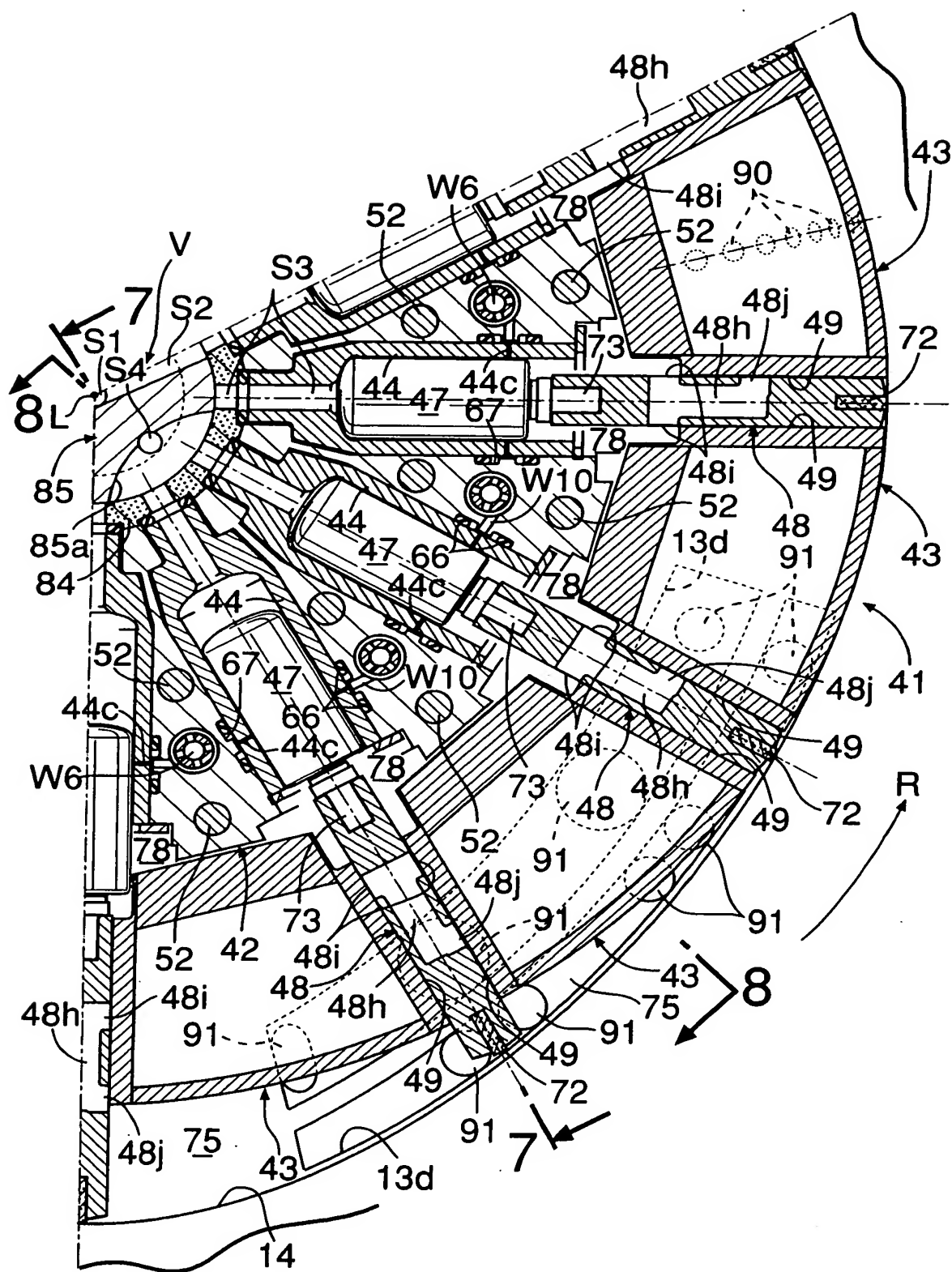


図 6

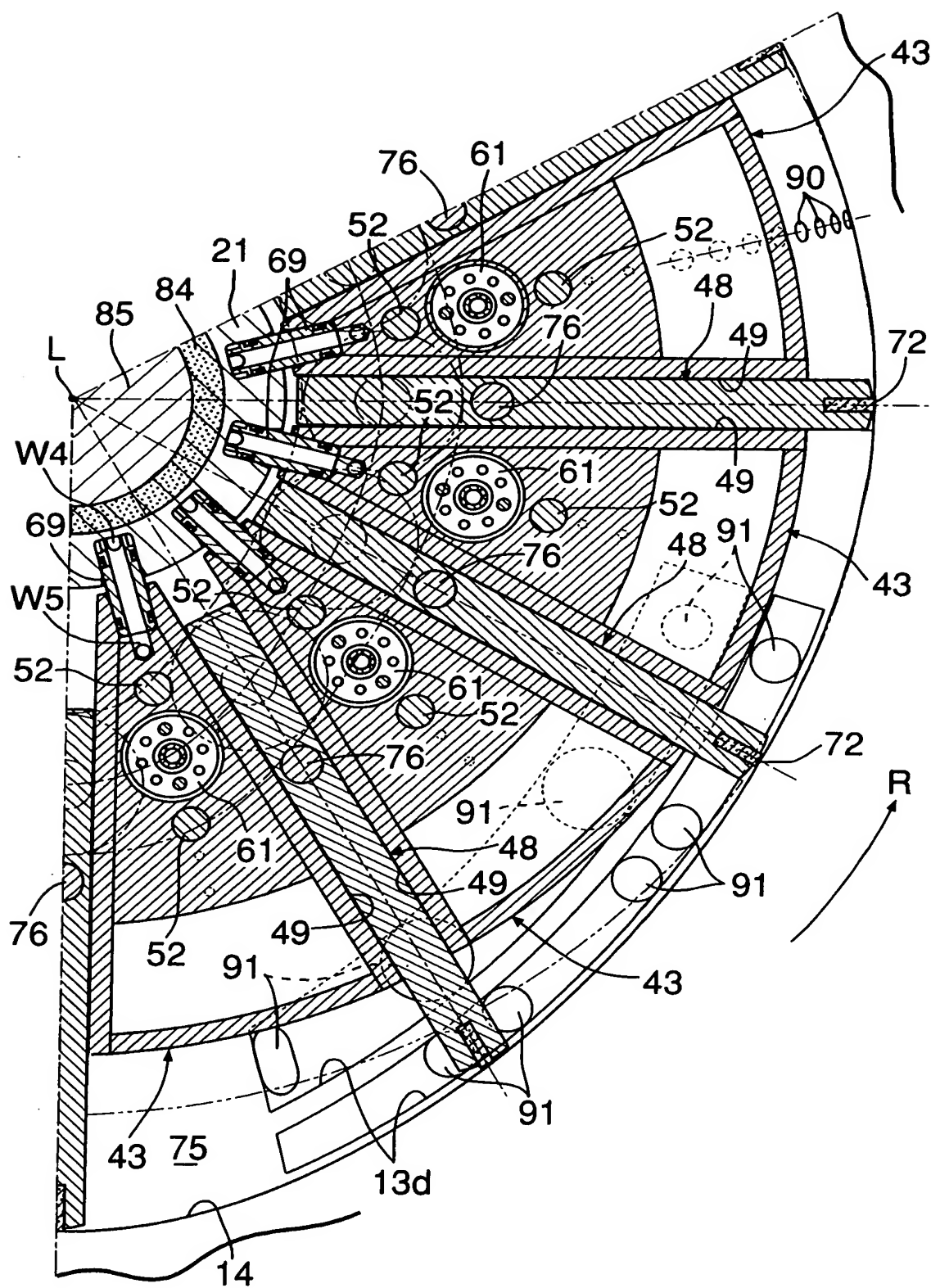


図 7

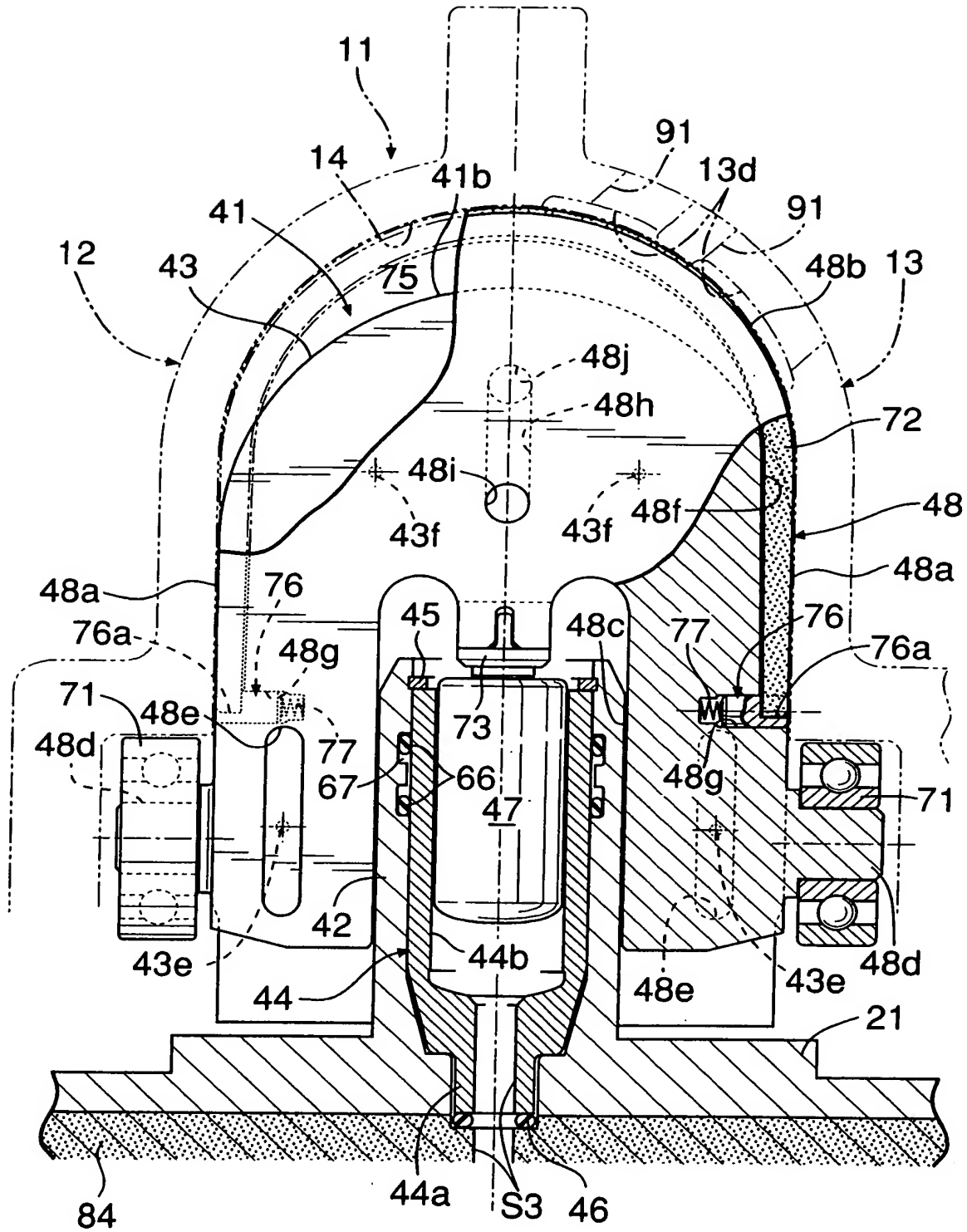


図 8

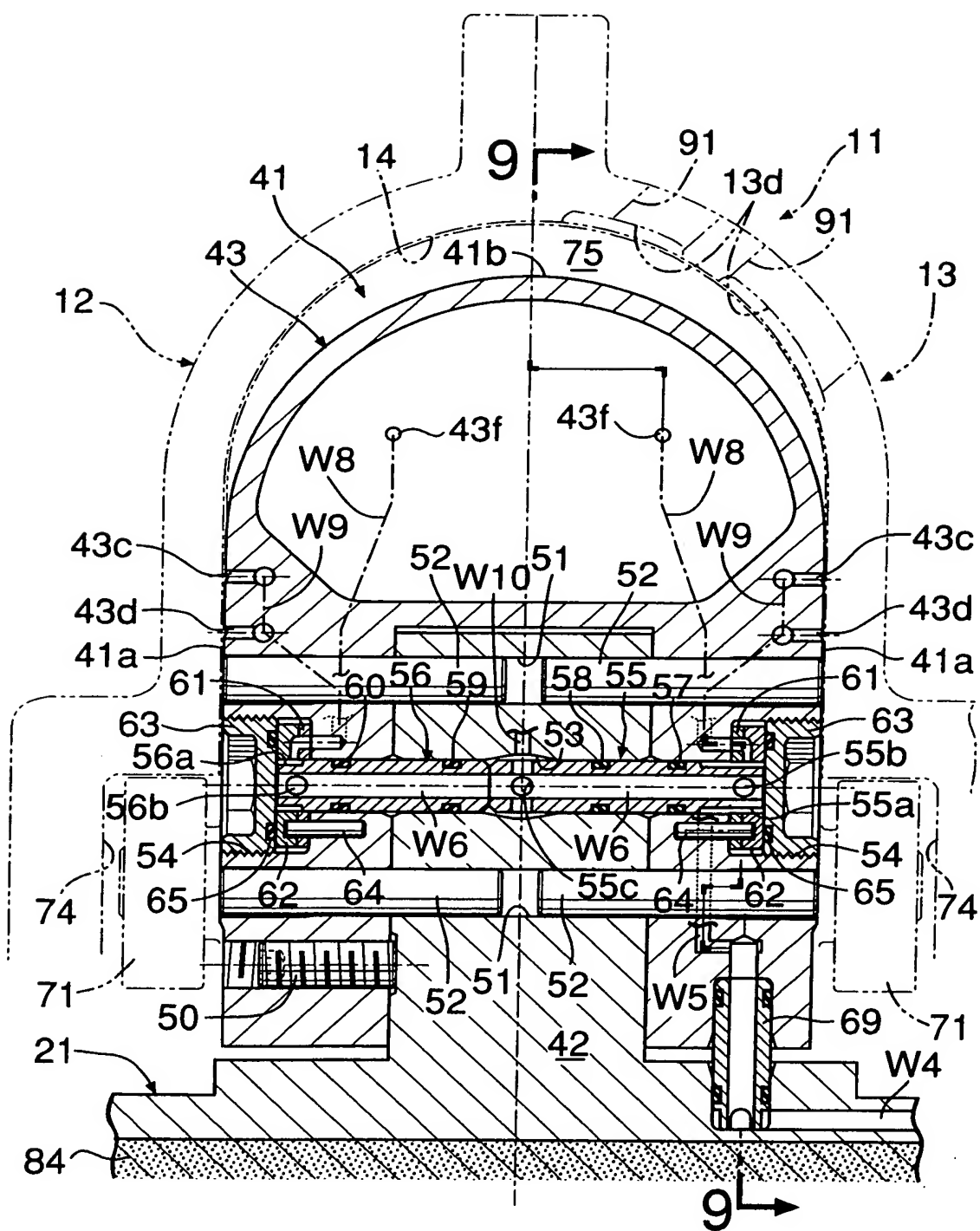


図 9

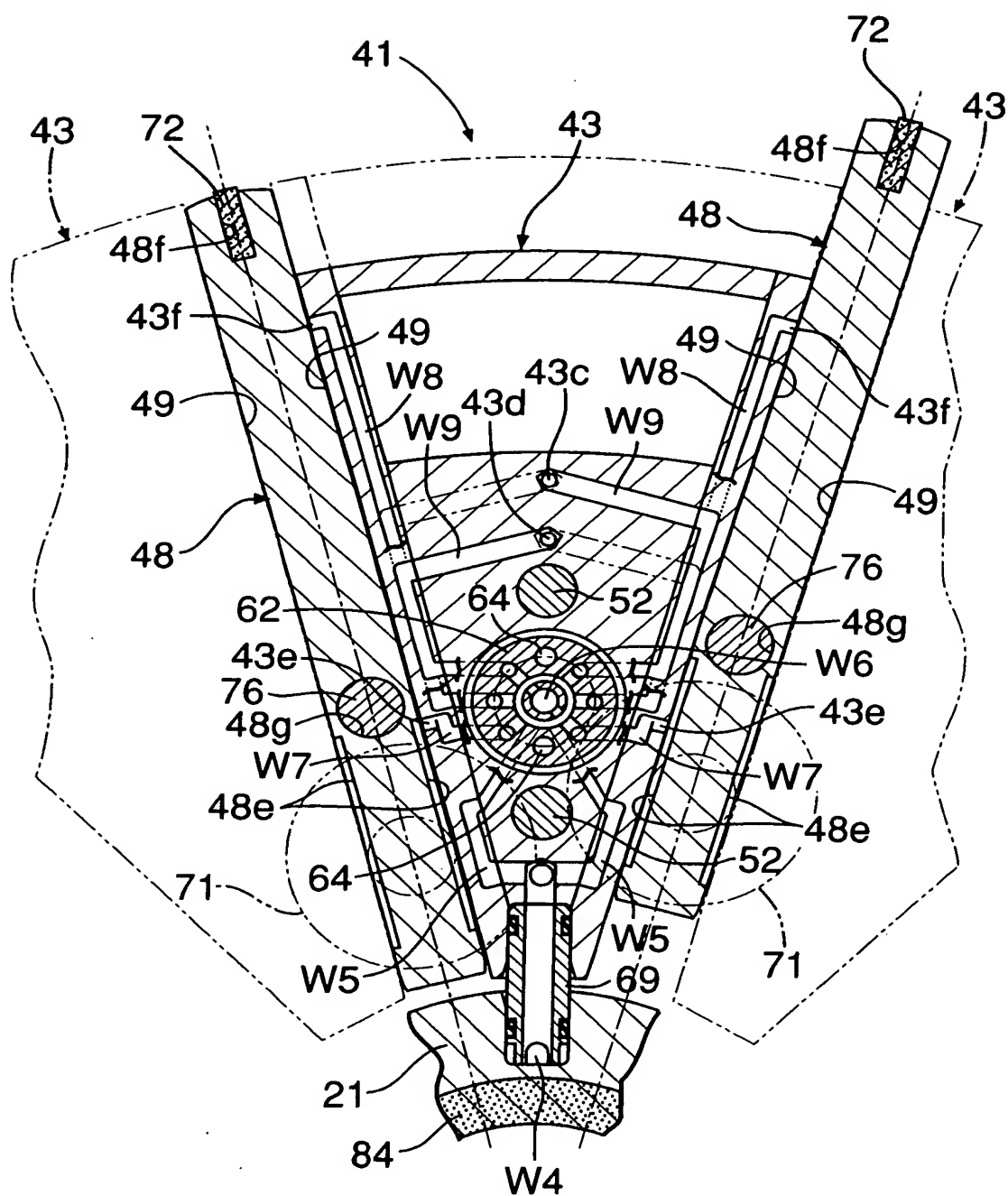
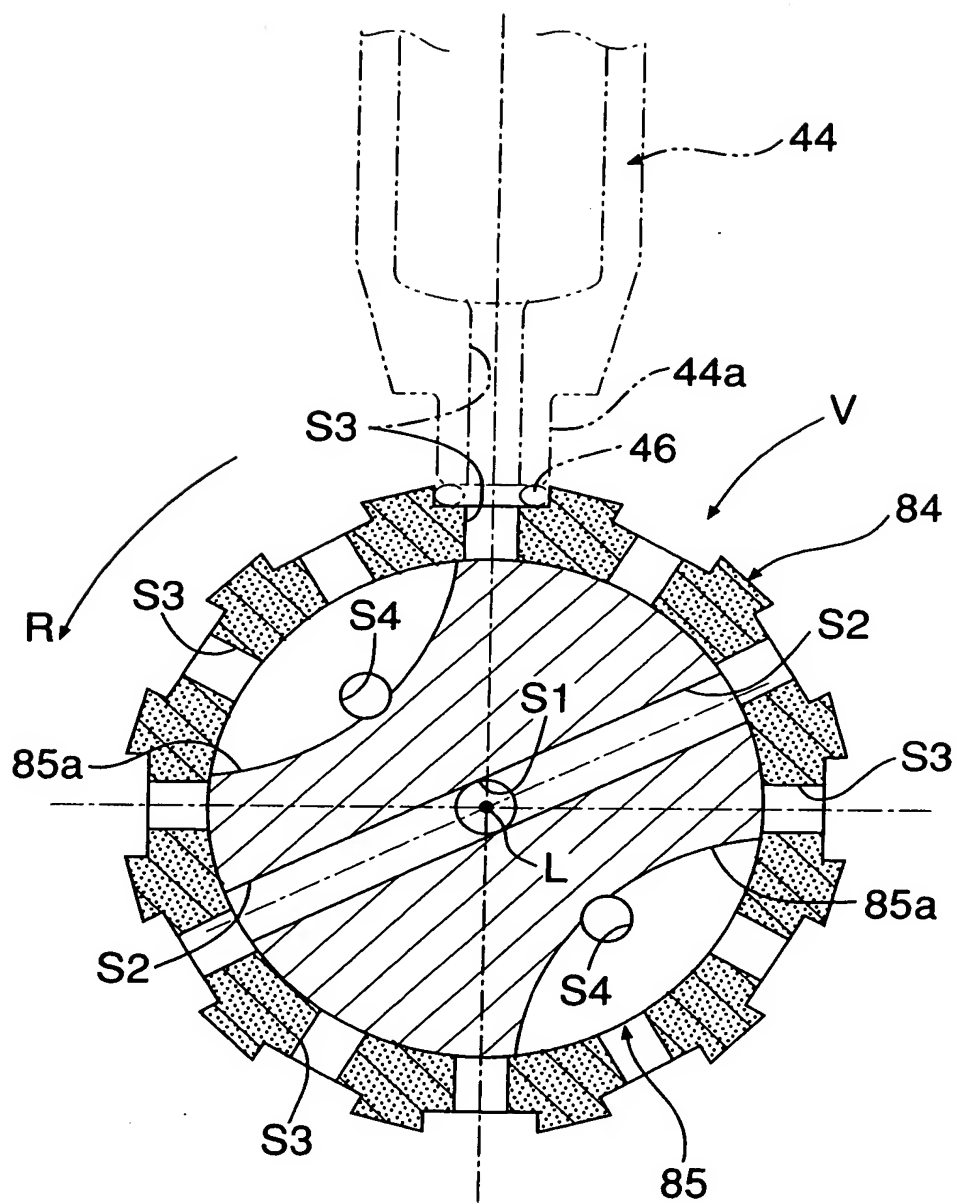
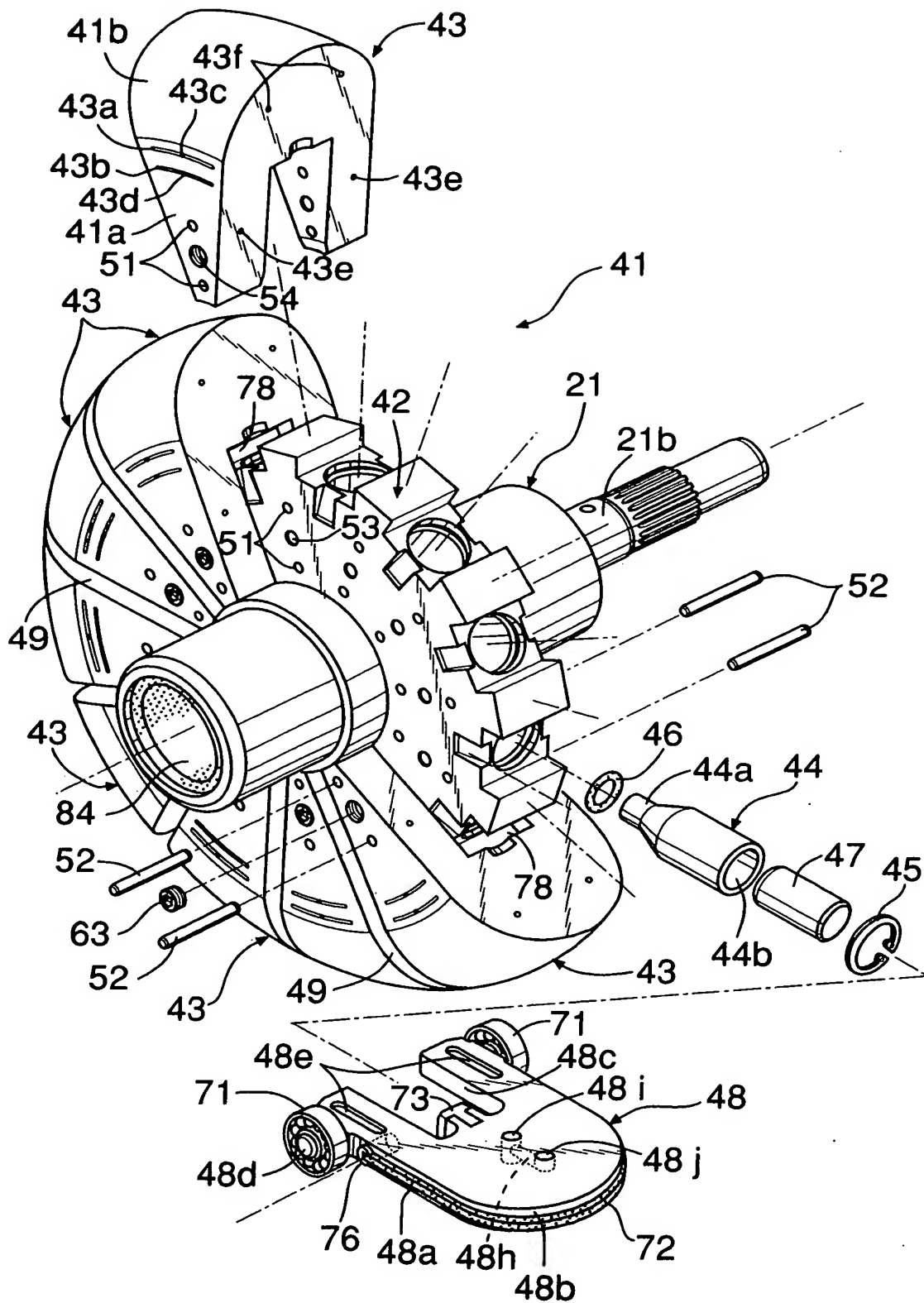


図 10





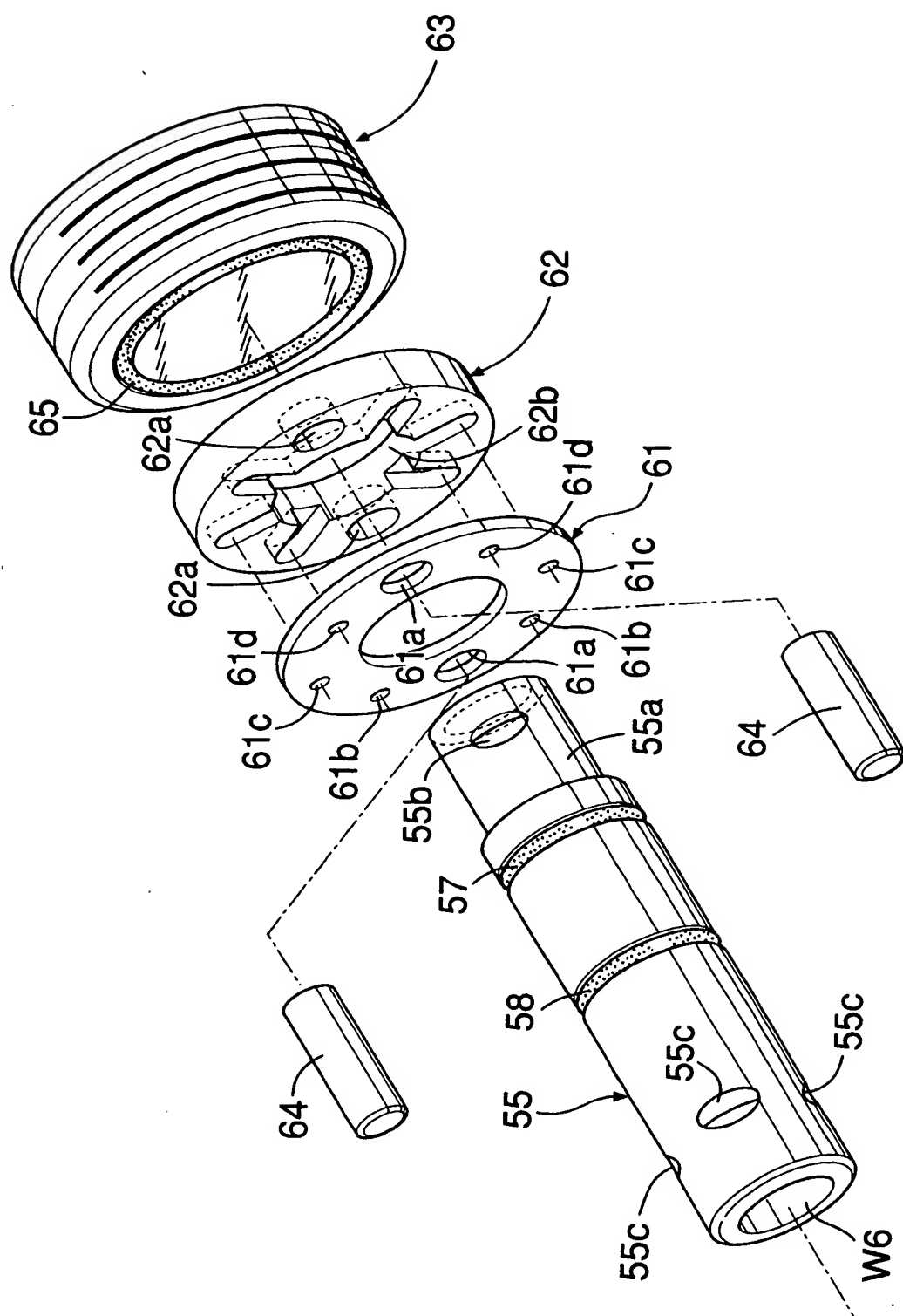


图 13

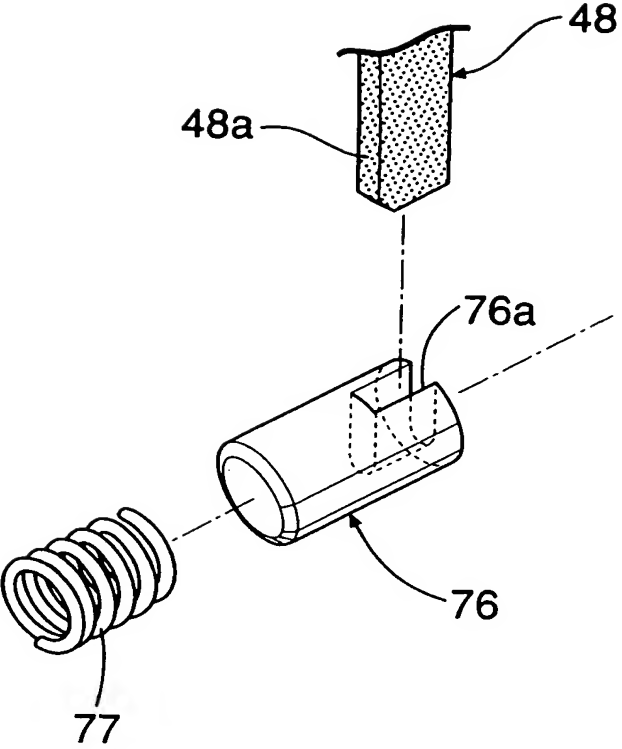


図 14

